

Noise reduction generated by gear teeth for a hybrid IC engine

Patent number: DE19842452
Publication date: 1999-04-01
Inventor: YAMAGUCHI KATSUHIKO (JP)
Applicant: TOYOTA MOTOR CO LTD (JP)
Classification:
 - international: B60K6/02; B60L11/14
 - european: B60K6/04B2; B60K6/04B10B; B60K6/04B14;
 B60K6/04D2; B60K6/04D4; B60K6/04F; B60K6/04H6D;
 F16H57/00B
Application number: DE19981042452 19980916
Priority number(s): JP19970272234 19970917

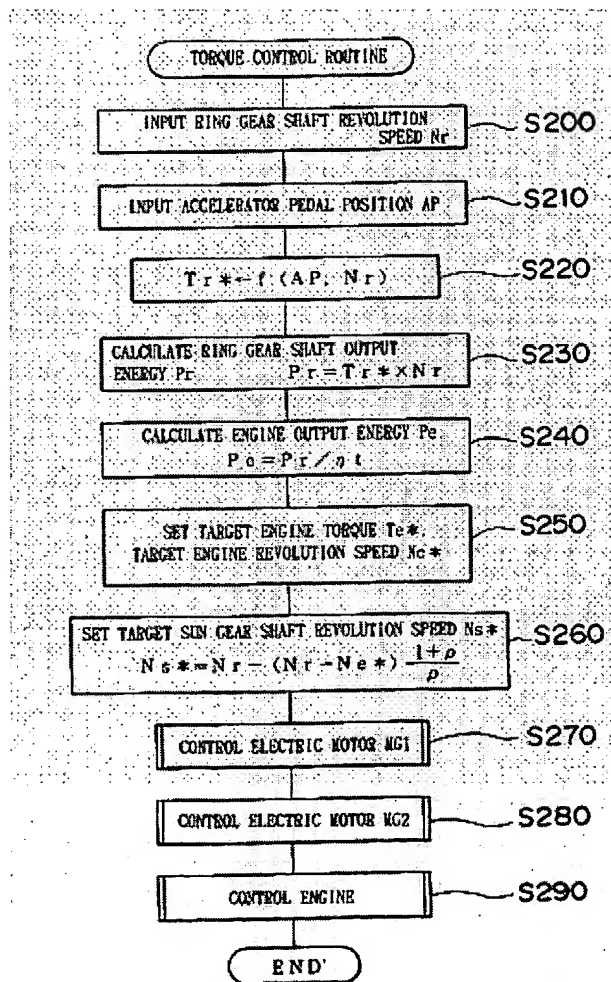
Also published as:

US5967940 (A1)
 JP11093725 (A)
 FR2768480 (A1)

[Report a data error here](#)

Abstract of DE19842452

The noise reduction system has a detector (180) to detect a state that might generate gear noise and a controller (170) to control the speed of rotation of the internal combustion engine (150). The speed difference between the electric motor/generator (110) and the IC engine is measured to determine whether there is the risk that gear noise may be generated. The controller then adjusts the engine speed.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

**19 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND**



**DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT**

Offenlegungsschrift
DE 198 42 452 A 1

Int. Cl.⁶:
B 60 K 6/02
B 60 L 11/14

DE 198 42 452 A 1

- 21** Aktenzeichen: 198 42 452.3
22 Anmeldetag: 16. 9. 98
43 Offenlegungstag: 1. 4. 99

- (30) Unionspriorität:
P 9-272234 17. 09. 97 JP
- (71) Anmelder:
Toyota Jidosha K.K., Toyota, Aichi, JP
- (74) Vertreter:
Tiedtke, Bühling, Kinne & Partner, 80336 München

- (72) Erfinder:**
Yamaguchi, Katsuhiko, Toyota, Aichi, JP

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

- 54) Verfahren und Einrichtung zur Reduktion von Geräuschen infolge Spiel in Getriebemechanismen**

- 57 Ein Klappergeräuschreduziervorgang verwendet Klappergeräusche in einer Planetengetriebeeinheit in einem Hybridfahrzeug, die innerhalb vorbestimmter Betriebsbereiche auftreten, wenn das Fahrzeug stoppt oder sich bewegt. Falls die Ausgangsenergie eines Motors sich innerhalb eines vorbestimmten Bereichs befindet, wird der Motor derart gesteuert, daß die Ausgangsenergie von diesem einen vorbestimmten Wert annimmt. In dem vorstehend beschriebenen Fall ist es auch möglich, die Umdrehungsgeschwindigkeiten der Zahnräder zu erhöhen, an welchem Klappergeräusche auftreten. Dieser Betrieb verhindert, daß der Motor innerhalb eines Bereichs betrieben wird, in welchem eine Drehmomentschwankung groß ist, wodurch Geräusche infolge Spiel reduziert werden. Darüber hinaus wird durch Einstellen relativ hoher Umdrehungsgeschwindigkeiten jene Kraft erhöht, die ein Anpressen der Zahnräder aneinander bewirkt, so daß das Auftreten von Geräuschen infolge Spiel kontrolliert wird.

DE 198 42 452 A 1



Die Offenbarung der japanischen Patentanmeldung Nr. HEI-9-27 2234, eingereicht am 17. September 1997 umfassend die Beschreibung, Zeichnung sowie Zusammenfassung wird hiermit zum Gegenstand dieser gesamten Anmeldung gemacht.

Die vorliegende Erfindung betrifft ein Verfahren zur Reduktion von Geräuschen infolge Spiel (Klappergeräusche) in einem Getriebemechanismus, einer Leistungsabgabeeinrichtung mit solch einem Getriebemechanismus, sowie einem Hybridfahrzeug, welches mit einer Leistungsabgabeeinrichtung ausgerüstet ist. Insbesondere betrifft die Erfindung eine Technologie zur Reduktion der Geräusche infolge Spiel in einer Leistungsabgabeeinrichtung (welche einen Verbrennungsmotor als eine Energiequelle, einen Getriebemechanismus mit zumindest drei Wellen, von denen eine an die Abtriebswelle des Verbrennungsmotors gekoppelt ist und eine andere an einer Antriebswelle angeschlossen ist, sowie einen elektrischen Motor umfaßt, der an eine weitere der zumindest drei Wellen angeschlossen ist).

Für einen hocheffizienten Betrieb eines Verbrennungsmotors und eine bemerkenswerte Verbesserung des Emissionsausstoßes des Motors sind Hybridfahrzeuge vorgeschlagen worden, welche mit einer Energieabgabeeinrichtung ausgerüstet sind, die eine Leistungsübertragung zwischen einem elektrischen Motor und einer Antriebswelle und/oder einem Verbrennungsmotor unter Verwendung einer Planetengetriebeeinheit zusätzlich zu der herkömmlichen Leistungsübertragung vom Verbrennungsmotor zur Antriebswelle vorsieht. In einer typischen Leistungsabgabeeinrichtung wird die Ausgangsleistung des Verbrennungsmotors auf die Antriebswelle und den elektrischen Motor durch die Planetengetriebeeinheit derart verteilt, daß Energie, welche auf den elektrischen Motor übertragen wird, als Elektrizität regeneriert wird, wobei bei einer anderen Gelegenheit die Leistung des Verbrennungsmotors und die Leistung des elektrischen Motors gebündelt werden und auf die Antriebswelle durch die Planetengetriebeeinheit abgegeben werden. Darüber hinaus wird während des Bremsvorgangs der elektrische Motor betrieben, um elektrische Energie zu regenerieren bzw. wiedergewinnen, wodurch eine Bremskraft auf die Antriebswelle aufgebracht wird. Die elektrische Energie oder Leistung, welche durch den elektrischen Motor wiedergewonnen wurde, wird in einer Batterie oder ähnlichem gespeichert und wird dazu verwendet, falls nötig, den elektrischen Motor anzutreiben. Wenn es daher möglich wird, das Fahrzeug lediglich durch den elektrischen Motor anzutreiben, kann der Verbrennungsmotor abgestellt werden. Mit Bezug auf diese Art einer Leistungsabgabeeinrichtung wurde eine Technologie vorgeschlagen, bei welcher zusätzlich zu dem elektrischen Motor gemäß vorstehender Beschreibung (erster elektrischer Motor) ein weiterer elektrischer Motor (zweiter elektrischer Motor) an die Antriebswellenseite angeschlossen ist, wobei das Antreiben und Wiedergewinnen durch die ersten und zweiten elektrischen Motoren derart gesteuert wird, daß das Fahrzeug in zahlreichen verschiedenen Antriebsmodi betrieben werden kann. Beispielsweise können diese Modi umfassen einen Hilfsmodus, in welchem die Antriebswelle bei einer niederen Geschwindigkeit und einem hohen Drehmoment gedreht wird durch Verwenden des ersten elektrischen Motors zur Erzeugung elektrischer Energie und durch Verwendung wiedergewonnener elektrischer Energie für das Antreiben des zweiten elektrischen Motors, einen "over-drive"-Modus in welchem die Antriebswelle bei einer hohen Geschwindigkeit und einem niederen Moment gedreht wird durch Verwendung des zweiten elektrischen Motors zur Wiedergewinnung elektrischer Energie und Antreiben des ersten elektrischen Motors, einen Beschleunigungsmodus, in welchem ein hoher Beschleunigungsverlauf erreicht wird, durch Betreiben beider elektrischer Motoren, einen Bremsmodus, in welchem zumindest einer der elektrischen Motoren verwendet wird zur Wiedergewinnung elektrischer Energie, wobei eine Bremskraft entsprechend der wiedergewonnenen Energie an die Antriebswelle angelegt wird und ähnliches.

Ein Drehmomentkonverter der elektrischen Bauart wird ebenfalls vorgeschlagen, bei welchem die Ausgangswelle eines Verbrennungsmotors an eine Welle einer Planetengetriebeeinheit angeschlossen ist, wobei eine weitere Welle der Planetengetriebeeinheit an einen elektrischen Motor angeschlossen ist. Beim Drehmomentkonverter dieser Gattung ist die Ausgangswelle des Verbrennungsmotors beispielsweise an eine Ringradwelle der Planetengetriebeeinheit angeschlossen, wobei eine Sonnenradwelle der Planetengetriebeeinheit an den elektrischen Motor angeschlossen ist und eine Radträgerwelle von dieser an die Antriebswelle oder eine Eingangswelle einer Transmissions- oder Gangschalteneinrichtung angeschlossen ist, die wiederum an die Antriebswelle bzw. die Antriebsachse angeschlossen ist. Wenn bei diesem Aufbau die Leitung des elektrischen Stroms durch dreiphasige Spulen des elektrischen Motors verhindert wird (nicht belasteter Zustand), dann dreht die Trägerwelle im Leerlauf ohne Ausgabe einer Leistung bzw. Energie während des Betriebs des Verbrennungsmotors. Falls der Zustand umgeschaltet wird, durch Steuern des Treiberkreises des elektrischen Motors, derart, daß Strom durch die dreiphasigen Spulen graduell erhöht wird von Null und folglich die Wiedergewinnung an elektrischem Strom gestartet wird, dann wird eine Bremskraft entsprechend dem wiedergewonnenem Strom auf das Sonnenrad angelegt, so daß die Antriebswelle bzw. Achse ein Drehmoment aufnimmt, welches als Maximum das $(1+p)/p$ -fache des Ausgangsmoments des Drehmomentmotors ist, wobei p das Übersetzungsverhältnis der Planetengetriebeeinheit ist.

In einer Leistungsausgabeeinrichtung bzw. einem Drehmomentkonverter gemäß vorstehender Beschreibung, können Zahnradspielgeräusche auch als Klappergeräusch bezeichnet, in dem Getriebemechanismus wie beispielsweise der Planetengetriebeeinheit oder ähnliches erzeugt werden. Solche Geräusche infolge Spiel treten auf, da ein kleiner Spalt bei dem Ineinandergreifen zwischen den Zähnen der Zahnräder existiert, wobei folglich Zähne eines der im Eingriff sich befindlichen Zahnräder in sich wiederholender Weise aufeinander schlagen und beabstandet werden von Zähnen des jeweils anderen Zahnrades beispielsweise zum Zeitpunkt einer Änderung der Zahnradantriebskraft und ähnlichem. Das Getriebeispiel wird so klein wie möglich gehalten. Da eine Elimination des Getriebeispiels in einen engen Zusammenschluß zwischen den Zahnrädern resultiert wodurch es praktisch unmöglich ist, die Zahnräder zu drehen, ist ein geringes Getriebe- bzw. Zahnradspiel in normalen Getrieben erforderlich. Als eine Maßnahme zur Verhinderung des Aufschlagens und Wiederbeabstandens zwischen Zahnradzähnen ist eine sogenannte Scherenverzahnung bekannt geworden, bei welcher Zähne der jeweils kämmenden Zahnräder verkeilt werden. Bei dieser Konstruktion jedoch entsteht durch das Verklemmen oder Verkeilen von Zähnen eine Bremskraft entgegen der Rotation der Zahnräder wodurch ein Problem eines Energieverlustes entsteht. Unter der Betrachtung, daß die Leistungsabgabeeinrichtung gemäß vorstehender Beschreibung dafür vorgesehen ist, die Energieeffizienz der gesamten Einrichtung zu verbessern, ist es problematisch oder unan-



gemessen, einen Getriebemechanismus zu verwenden mit einem Design, welcher einen vorbestimmten Energieverlust produziert.

Es ist folglich eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung, das Auftreten von Geräuschen infolge Spiel (Klappergeräusche) in einem Getriebemechanismus zu verhindern, welcher an die Abtriebswelle eines Verbrennungsmotors angeschlossen ist und zwar ohne die Effizienz der gesamten Leistungsausgabeeinrichtung zu verringern.

Gemäß einem ersten Aspekt der Erfindung wird ein Verfahren zur Verringerung von Klappergeräuschen vorgeschlagen, welche in einem Getriebemechanismus mit zumindest einer ersten Welle, einer zweiten Welle und einer dritten Welle auftreten, wonach die erste Welle an einer Ausgangs- bzw. Abtriebswelle eines Verbrennungsmotors angeschlossen ist, der als eine Energiequelle vorgesehen ist, die zweite Welle an eine Antriebswelle oder -achse als eine Last angeschlossen ist, und die dritte Welle an einen elektrischen Motor angeschlossen ist. Gemäß diesem Verfahren wird das Vorliegen eines Zustandes hinsichtlich des Auftretens von Klappergeräuschen zwischen Zahnradern des Getriebemechanismus' erfaßt und ein Drehmoment, welches zwischen den Zahnradern übertragen wird auf zumindest einen vorbestimmten Wert eingestellt, falls das Vorliegen dieses Zustands erfaßt wird. Bei diesem Verfahren zur Reduktion von Geräuschen infolge Spiel wird das Vorliegende des Zustandes erfaßt, wonach ein Geräusch infolge Spiel auftritt. Falls der Zustand bezüglich des Auftretens eines Geräusches infolge Spiel erfaßt wird, wird das Drehmoment, welches zwischen den Zahnradern in dem Getriebemechanismus übertragen wird auf zumindest einen vorbestimmten Wert eingestellt. Als Ergebnis dieses Einstellens des übertragenen Drehmoments auf den vorbestimmten Wert oder größer werden die Zähne des Zahnrades, welches eine Kraft überträgt gegen die Zähne des Zahnrades gepreßt, welches eine übertragene Kraft aufnimmt, wodurch das Geräusch infolge Spiel reduziert wird. Als ein Getriebemechanismus, bei welchem eine erste Welle von zumindest drei Wellen an eine Ausgangswelle eines Verbrennungsmotors angeschlossen ist, der als eine Energiequelle dient, eine zweite Welle an eine Antriebsachse als eine Last angeschlossen ist und eine dritte Welle an einen elektrischen Motor angeschlossen ist, sind hinsichtlich der Mechanik verschiedene Konstruktionen bekannt, einschließlich beispielsweise einer Planetengetriebeeinheit, einer Betätigungseinheit der Schrägverzahnungsbauart und ähnlichem. Das Verfahren gemäß der Erfindung kann auch bei anderen Getriebemechanismen angewendet werden, solange der Mechanismus eine Konstruktion aufweist, wonach Zahnradern für die Kraftübertragung zwischen zumindest zwei Wellen von zumindest drei Wellen verwendet werden und ein Spalt oder Spiel zwischen Zähnen zweier Zahnradern vorgesehen ist, so daß Spielgeräusche bzw. Klappergeräusche hierdurch erzeugt werden können.

Das Verfahren zur Reduktion von Geräuschen infolge Spiel gemäß der Erfindung kann in verschiedenen Kraftabgabeeinrichtungen mit unterschiedlichen Konstruktionen ausgeführt sein. Gemäß einem weiteren Aspekt der Erfindung wird eine Kraft- bzw. Leistungsabgabeeinrichtung vorgeschlagen, welche folgende Bauteile umfaßt:

Einen Verbrennungsmotor, welcher als eine Energiequelle dient, sowie einen Getriebemechanismus mit zumindest einer ersten Welle, einer zweiten Welle und einer dritten Welle. Eine Ausgangswelle des Verbrennungsmotors ist an die erste Welle angeschlossen, wobei eine Antriebsachse an die zweite Welle angeschlossen ist und ein elektrischer Motor an die dritte Welle angeschlossen ist. Die Einrichtung hat des weiteren eine Vorrichtung zur Erfassung eines Klappergeräusches infolge Spiel für das Erfassen eines Zustands bzw. einer Bedingung für das Auftreten eines Klappergeräusches zwischen Zahnradern des Getriebemechanismus' sowie eine Verbrennungsmotordrehungsgeschwindigkeit-Steuerungseinrichtung, welche für den Fall, daß die vorstehend genannte Bedingung erfaßt wird, eine Umdrehungsgeschwindigkeit des Verbrennungsmotors derart steuert, daß die Umdrehungsgeschwindigkeit gleich oder größer wird als ein vorbestimmter Wert.

Wenn in dieser Kraftabgabeeinrichtung der Zustand bzw. die Bedingung für das Auftreten von Klappergeräuschen erfaßt wird, dann wird die Umdrehungsgeschwindigkeit des Verbrennungsmotors derart gesteuert, daß diese gleich oder größer als der vorbestimmte Wert wird. Aus diesem Grunde wird die Kraft, welche die Zahnradern in dem Getriebemechanismus gegeneinander andrückt, erhöht, wodurch die Wahrscheinlichkeit von Klappergeräuschen verringert, d. h., die Klappergeräusche selbst verringert werden.

Diese Kraftabgabeeinrichtung kann des weiteren eine Antriebsachsenabgabe-Aufrechterhaltungseinrichtung haben, die für den Fall, daß die Umdrehungsgeschwindigkeit des Verbrennungsmotors auf den vorbestimmten Wert oder darüber hinaus geändert wird, um das Auftreten von Klappergeräuschen zu reduzieren, eine Änderung bezüglich des Abgabezustandes der Antriebsachse, verursacht durch eine Änderung der Umdrehungsgeschwindigkeit, ausgleicht. Durch das Vorsehen dieser Einrichtung wird es möglich, einen Abgabezustand der Antriebsachse aufrecht zu erhalten und die Beeinflussung der Last zu vermeiden, welche an die Antriebsachse angeschlossen ist. Beispielsweise in dem Fall, wonach die Kraftabgabeeinrichtung in einem Fahrzeug installiert ist und die Antriebsachse an die Fahrzeuggradachsen angeschlossen ist dann wird der Abgabezustand der Antriebsachse aufrecht erhalten selbst wenn die Umdrehungsgeschwindigkeit des Verbrennungsmotors auf den vorbestimmten Wert oder darüber hinaus geändert wird, um die Klappergeräusche zu reduzieren. Aus diesem Grunde wird das Fahrverhalten bzw. die Fahrfähigkeit des Fahrzeugs nicht verschlechtert.

In der Kraftausgabeeinrichtung gemäß dem zweiten Aspekt der vorliegenden Erfindung kann der Getriebemechanismus eine Planetengetriebeeinheit sein. Die Planetengetriebeeinheit ist in der Lage, in mechanischer Weise Kraft zu verteilen und zu bündeln auf bzw. aus den drei Wellen. Falls die Antriebsachse, welche an die zweite Welle angeschlossen ist, an einen zweiten elektrischen Motor angeschlossen wird, welche separat zu dem vorstehend genannten elektrischen Motor (erster elektrischer Motor) vorgesehen ist, wird es möglich, durch Steuern der ersten und zweiten elektrischen Motoren die Umdrehungsgeschwindigkeit des Verbrennungsmotors derart zu steuern, daß diese gleich oder größer wird als der vorbestimmte Wert und zwar ohne Ändern der Ausgangsenergie des Verbrennungsmotors. Aus diesem Grunde können die Klappergeräusche verringert werden. In dieser Konstruktion bleibt die Energie, welche vom Verbrennungsmotor abgegeben wird, unverändert, so daß eine Drehmomentumwandlung durch die Kraftabgabeeinrichtung oder ähnlichem auf einer konstanten Leistung gehalten wird, die an die Antriebsachse abgegeben wird, ohne daß es notwendig ist, von einer externen Einrichtung Energie zuzuführen oder an diese abzugeben. Die Kraftabgabeeinrichtung gemäß dem zweiten Aspekt der vorliegenden Erfindung kann des weiteren eine Verbrennungsmotor-Betriebsregleinrichtung aufweisen für das Verändern einer Energie oder Leistung, welche vom Verbrennungsmotor abgegeben wird. Bei dieser Konstruktion ist



es möglich, die Umdrehungsgeschwindigkeiten derart zu regeln, daß sie gleich oder größer wird, als der vorbestimmte Wert, während eine Ausgangsenergie des Verbrennungsmotors geändert wird durch Regeln des ersten und zweiten elektrischen Motors und der Verbrennungsmotor-Betriebssteuerungseinrichtung. Obgleich die Ausgangsenergie des Verbrennungsmotors geändert wird, wird der Betrag der Änderung ausgeglichen, beispielsweise durch den Antriebsvorgang oder Wiedergewinnungsvorgang durch den zweiten elektrischen Motor, der an die Antriebsachse angeschlossen ist. In manchen Verwendungsfällen der Kraftabgabeeinrichtung kann es unnötig werden, den Änderungsbetrag auszugleichen.

Gemäß einem weiteren Aspekt der vorliegenden Erfindung wird eine Kraftabgabeeinrichtung vorgeschlagen, die einen Verbrennungsmotor, welcher als eine Energiequelle dient sowie einen Getriebemechanismus umfaßt, der zumindest eine erste Welle, eine zweite Welle und eine dritte Welle hat. Eine Ausgangswelle des Verbrennungsmotors ist an die erste Welle angeschlossen, eine Antriebsachse ist an die zweite Welle angeschlossen und ein elektrischer Motor ist an die dritte Welle angeschlossen. Die Einrichtung hat des weiteren eine Klappergeräuscherfassungseinrichtung für das Erfassen einer Bedingung für das Auftreten eines Klappergeräusches zwischen Zahnradern des Getriebemechanismus' und eine Verbrennungsmotor-Drehmomentsteuerungseinrichtung, die für den Fall, daß die Bedingung für das Auftreten eines Klappergeräusches erfaßt wird, ein Ausgangsdrehmoment des Verbrennungsmotors derart regelt, daß das Ausgangsdrehmoment gleich oder kleiner wird als ein vorbestimmter Wert. Wenn bei dieser Kraftabgabeeinrichtung die Bedingung für das Auftreten eines Klappergeräusches erfaßt wird, dann wird das Ausgangsdrehmoment des Verbrennungsmotors derart gesteuert bzw. regelt, daß es gleich oder kleiner wird als der vorbestimmte Wert. Aus diesem Grunde wird die Drehmomentfluktuation des Verbrennungsmotors, verursacht durch das Spiel reduziert, wodurch Geräusche infolge Spiel verringert werden.

Diese Kraftabgabeeinrichtung kann des weiteren eine Antriebswellen-Abgabeaufrechterhaltungseinrichtung haben, die für den Fall, daß das Ausgangsmoment des Verbrennungsmotors auf den vorbestimmten Wert oder darunter geändert wird, um das Auftreten von Klappergeräuschen zu reduzieren, eine Änderung bezüglich des Abgabezustandes der Antriebsachse, verursacht durch eine Änderung des Ausgangsdrehmoments, ausgleicht bzw. eliminiert. Durch das Vorsehen dieser Einrichtung wird es möglich, einen Abgabezustand der Antriebsachse aufrecht zu erhalten und die Beeinflussung der Last, welche an der Antriebsachse angeschlossen ist, zu vermeiden. Beispielsweise in einem Fall, wonach die Kraftabgabeeinrichtung in einem Fahrzeug installiert ist und die Antriebsachse an die Fahrzeugachsen angeschlossen ist, wird der Abgabezustand der Antriebsachse beibehalten, selbst wenn das Ausgangsdrehmoment des Verbrennungsmotors auf den vorbestimmten Wert oder darunter geändert wird, um die Klappergeräusche zu verringern. Aus diesem Grunde wird die Fahrfähigkeit des Fahrzeugs nicht verschlechtert.

Bei der Kraftabgabeeinrichtung gemäß der vorliegenden Erfindung kann der Getriebemechanismus als eine Planetengetriebeeinheit ausgebildet sein. Die Planetengetriebeeinheit ist dazu in der Lage, mechanisch Kraft auf und von den drei Wellen zu verteilen oder zu bündeln. Wenn die Antriebsachse, welche an die zweite Welle angeschlossen ist, an einen zweiten elektrischen Motor angeschlossen wird, der separat zu dem vorstehend beschriebenen elektrischen Motor (erster elektrischer Motor) vorgesehen ist, dann wird es möglich, durch Steuern des ersten und zweiten elektrischen Motors das Ausgangsdrehmoment des Verbrennungsmotors derart zu steuern, daß dieses gleich oder kleiner wird als der vorbestimmte Wert und zwar ohne Ändern der Ausgangsenergie des Verbrennungsmotors. Aus diesem Grunde können Geräusche infolge Spiel verringert werden. Bei dieser Konstruktion verbleibt die Energie, welche vom Verbrennungsmotor abgegeben wird, unverändert, so daß eine Drehmomentumwandlung durch die Kraftabgabeeinrichtung oder ähnlichem eine konstante Kraft, welche an die Antriebsachse angelegt wird, aufrechterhalten wird, und zwar ohne die Notwendigkeit einer Zufuhr von Energie von einer externen Einrichtung oder eine Abgabe von Energie an die externe Einrichtung.

Die Kraftabgabeeinrichtung gemäß dem dritten Aspekt der vorliegenden Erfindung kann des weiteren eine Verbrennungsmotorbetriebssteuerungseinrichtung aufweisen, für das Verändern einer Energie, welche vom Verbrennungsmotor abgegeben wird. Bei dieser Konstruktion ist es möglich, das Ausgangsdrehmoment derart zu steuern oder zu regeln, daß dieses gleich oder kleiner wird als der vorbestimmte Wert, während eine Ausgangsenergie des Verbrennungsmotors durch Regeln der ersten und zweiten elektrischen Motoren sowie der Verbrennungsmotorbetriebssteuerungseinrichtung geändert wird. Obgleich die Ausgangsenergie des Verbrennungsmotors verändert wird, wird der Änderungsbetrag beispielsweise durch den Antriebsbetrieb oder Wiedergewinnungsbetrieb des zweiten elektrischen Motors ausgeglichen bzw. eliminiert, der an die Antriebsachse angeschlossen ist. In einigen Fällen der Verwendung der Kraftabgabeeinrichtung ist es unnötig, den Änderungsbetrag zu eliminieren, wie in der Kraftabgabeeinrichtung gemäß den zweiten Aspekt der vorliegenden Erfindung.

Bei der Leistungsabgabeeinrichtung gemäß vorstehender Beschreibung können verschiedene Anordnungen für die Klappergeräuscherfassungseinrichtung für das Erfassen der Bedingung für das Auftreten eines Klappergeräusches ausgeführt werden. Beispielsweise kann die Bedingung für das Auftreten eines Geräusches infolge Spiel erfaßt werden und zwar auf der Basis, daß der Betriebszustand der Kraftabgabeeinrichtung sich innerhalb eines vorbestimmten Betriebsbereichs befindet. Da die Umdrehungsgeschwindigkeit oder Drehmomentbereich, in welchem das Auftreten von Klappergeräuschen besonders wahrscheinlich ist von vorne herein auf einen bestimmten Grad bestimmt werden kann, ist es möglich, das Vorliegen dieser Bedingung für das Auftreten eines Klappergeräusches auf der Basis des entsprechenden Betriebszustands zu erfassen. Es ist auch möglich, die Erfassungseinrichtung als ein Akustiksensord für das Erfassen des Auftretens eines Klappergeräusches aktuell als ein Geräusch auszubilden. Bei dieser Ausbildung kann das Auftreten eines Klappergeräusches erfaßt werden, auf der Basis beispielsweise eines Geräusches, welches durch die Luft übertragen wird oder Vibrationen im Getriebemechanismus.

Es ist auch möglich, eine vorbestimmte Periode nachfolgend einem Start des Verbrennungsmotors zu erfassen, wobei während dieser Periode ein Fahrzeug, welches mit der Kraftabgabeeinrichtung ausgerüstet ist, bewegt wird und welche als eine Klappergeräuschercheinungsperiode bezeichnet wird.

Darüber hinaus ist es auch möglich, die Bedingung für das Auftreten eines Klappergeräusches zu erfassen, falls ein Ausgangsdrehmoment des elektrischen Motors gleich oder kleiner ist als ein vorbestimmter Wert und der Fluktuationswert des Ausgangsdrehmoments des Verbrennungsmotors gleich der größer ist als ein vorbestimmter Wert.



Die letztere Erfassungskonstruktion ist aus dem folgenden Grund besonders effektiv. Falls das Ausgangsdrehmoment des elektrischen Motors klein ist, kann das Ausgleichen bzw. Eliminieren der Fluktuation des Ausgangsdrehmoments des Verbrennungsmotors fehlfunktionieren, so daß ein Klappergeräusch auftreten kann.

Die Kraftabgabeeinrichtungen gemäß vorstehender Beschreibung sind lediglich dafür vorgesehen, eine Kraft oder Leistung an eine externe Einrichtung abzugeben und zwar in Zusammenarbeit mit dem Verbrennungsmotor, der als eine Energiequelle vorgesehen ist.

Jedoch kann die Kraftabgabeeinrichtung gemäß der Erfindung auch bei einer Einrichtung angeordnet sein, welche im wesentlichen als ein Drehmomentkonverter funktioniert. In diesem Fall kann der Getriebemechanismus eine Planetengetriebeeinheit sein. Durch Verändern der Bremskraft, die von dem elektrischen Motor an die entsprechende Welle der Planetengetriebeeinheit angelegt wird, kann das Drehmoment, welches von der Ausgangswelle des Verbrennungsmotors an die Antriebsachse angelegt wird, konvertiert werden.

Unter Verwendung der Kraftabgabeeinrichtung gemäß vorstehender Beschreibung kann ein Hybridfahrzeug konstruiert werden. Gemäß einem weiteren Aspekt der Erfindung wird ein Hybridfahrzeug vorgeschlagen, welches des weiteren eine zweite Batterie umfaßt, welche eine elektrische Energie speichert, die durch den elektrischen Motor wiedergewonnen wird und elektrische Energie an den elektrischen Motor falls notwendig abgibt und das eine Verbrennungsmotorbetriebssteuereinrichtung aufweist für ein Verändern einer Energie, welche vom Verbrennungsmotor abgegeben wird. Das Fahrzeug hat des weiteren eine Zielleistungseinstelleinrichtung für das Einstellen eines Zielwerts einer Leistung bzw. Kraft, die notwendiger Weise an die Antriebsachse abgegeben werden muß, sowie eine Leistungssteuerungseinrichtung für das Steuern bzw. Regeln einer Leistung, die von der Antriebsachse abgegeben wird, derart, daß diese im wesentlichen gleich dem Zielwert der Leistung wird und zwar durch Steuerung der Verbrennungsmotorbetriebssteuereinrichtung sowie für das Steuern des elektrischen Energieaustausches zwischen dem elektrischen Motor und der zweiten Batterie auf der Basis des Zielwerts der Leistung.

Um in diesem Hybridfahrzeug das Geräusch infolge Spiel zu reduzieren, wird die Umdrehungsgeschwindigkeit des Verbrennungsmotors derart gesteuert, daß diese gleich oder größer als der vorbestimmte Wert wird, oder das abgegebene Drehmoment des Verbrennungsmotors wird derart gesteuert, daß es gleich oder kleiner wird als der vorbestimmte Wert. Zusätzlich zu diesem Betrieb wird die Steuerung für das im wesentlichen vergleichmäßigen der Leistung, abgegeben von der Antriebsachse in Richtung zum Leistungszielwert, eingestellt durch die Zielleistungseinstelleinrichtung ausgeführt durch Steuern der Verbrennungsmotorbetriebssteuereinrichtung und den elektrischen Leistungsaustausch zwischen dem elektrischen Motor und der zweiten Batterie. Aus diesem Grunde ist das Hybridfahrzeug gemäß der Erfindung in der Lage, die Leistung der Antriebsachse auf den Zielleistungswert im wesentlichen anzunähern bzw. zu vergleichmäßigen und das Klappergeräusch in dem Getriebemechanismus zu reduzieren.

Die vorstehend genannten sowie weiteren Aufgabemerkmale und Vorteile der vorliegenden Erfindung werden aus der nachfolgenden Beschreibung bevorzugter Ausführungsbeispiele mit Bezug auf die begleitenden Zeichnungen näher ersichtlich, wobei gleiche Bezugszeichen für die jeweils gleichen Elemente verwendet werden.

Fig. 1 ist eine schematische Darstellung der Konstruktion einer Leistungsabgabeeinrichtung, welche ein Klappergeräuschverringervorgang gemäß einem Ausführungsbeispiel gemäß der vorliegenden Erfindung verwendet,

Fig. 2 ist eine detaillierte Illustration mechanischer Abschnitte der Leistungsabgabeeinrichtung gemäß der Fig. 1,

Fig. 3 ist eine Illustration der Konstruktion eines Fahrzeugs, welches mit der Leistungsabgabeeinrichtung gemäß der Fig. 1 ausgerüstet ist,

Fig. 4 illustriert das Betriebsprinzip einer variablen Ventilzeiteinrichtung, die in einem Motor gemäß einem Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung vorgesehen ist,

Fig. 5 ist ein Graph, welcher das Prinzip einer Drehmomentkonvertierung durch die Leistungsabgabeeinrichtung anzeigt,

Fig. 6 ist eine Ausrichtungs- bzw. Einstellungskarte, die einen Betriebszustand einer Planetengetriebeeinheit während der Bewegung des Fahrzeugs darstellt,

Fig. 7 ist eine weitere Ausrichtungs- bzw. Einstellungskarte, die einen weiteren Betriebszustand ähnlich zu jenem gemäß der Fig. 6 darstellt,

Fig. 8 ist eine Flußkarte, die eine Drehmomentsteueroutine darstellt, die durch die Leistungsabgabeeinrichtung während der Bewegung des Fahrzeugs ausgeführt wird,

Fig. 9 ist eine Flußkarte, die eine Steueroutine für einen ersten elektrischen Motor darstellt, welcher ein Teil der Drehmomentsteueroutine gemäß der Fig. 8 ist,

Fig. 10 ist eine Flußkarte, die eine Steueroutine für einen zweiten elektrischen Motor darstellt,

Fig. 11 ist eine Flußkarte, die eine Zielmotorumdrehungsgeschwindigkeits-Einstellroutine für ein Verringern des Klappergeräusches gemäß einem ersten Ausführungsbeispiel darstellt,

Fig. 12 ist ein Graph, der ein Beispiel bezüglich der Beziehung zwischen dem Instruktionsdrehmomentwert für den zweiten elektrischen Motor und der Zielmotorumdrehungsgeschwindigkeit gemäß dem ersten Ausführungsbeispiel darstellt,

Fig. 13 ist eine Flußkarte, welche eine Drehmomentsteueroutine zur Reduktion des Spielgeräusches gemäß einem zweiten Ausführungsbeispiel darstellt,

Fig. 14 ist eine Flußkarte, die eine Zielmotorumdrehungsgeschwindigkeits-Einstellroutine gemäß dem zweiten Ausführungsbeispiel darstellt,

Fig. 15 ist eine Einstellungskarte, die einen Betriebszustand der Planetengetriebeeinheit während des gestoppten Zustandes des Fahrzeugs darstellt,

Fig. 16 ist eine Flußkarte, die einen Betrieb zur Reduktion des Spielgeräusches gemäß einem dritten Ausführungsbeispiel zeigt,

Fig. 17 ist ein Graph, der ein Beispiel für eine Beziehung zwischen der Motorabgabenenergie und der Zielmotorumdrehungsgeschwindigkeit gemäß dem dritten Ausführungsbeispiel darstellt,

Fig. 18 ist eine Flußkarte, welcher eine Drosselöffnungseinstellroutine für ein Verringern des Spielgeräusches gemäß



einem vierten Ausführungsbeispiel zeigt,

Fig. 19 ist eine Illustration einer weiteren Konstruktion für die Leistungsabgabeeinrichtung und

Fig. 20 ist eine schematische Darstellung eines elektrischen Drehmomentkonverters gemäß einem fünften Ausführungsbeispiel der Erfindung.

- 5 Bevorzugte Ausführungsbeispiele der vorliegenden Erfindung werden im einzelnen nachstehend mit Bezug auf die begleitenden Zeichnungen beschrieben.

Fig. 1 ist eine schematische Darstellung der Konstruktion einer Leistungs- bzw. Kraftabgabeeinrichtung 110 gemäß einem Ausführungsbeispiel, bei welcher das Klappergeräuschreduzierverfahren gemäß der Erfindung angewendet wird. Fig. 2 ist eine vergrößerte Teilansicht der Leistungsabgabeeinrichtung 110 dieses Ausführungsbeispiels. Fig. 3 ist eine schematische Darstellung eines Fahrzeugs, in welchem die Leistungsabgabeeinrichtung 110 dieses Ausführungsbeispiels eingebaut ist.

Mit Bezug auf die Fig. 3 hat das Fahrzeug, in welchem die Leistungsabgabeeinrichtung 110 angeordnet ist, eine Energiequelle, einen Benzinmotor 150, der durch Verwendung mit Benzin betrieben wird. Der Motor 150 nimmt in einer Verbrennungskammer 152 eine Mischung aus Luft, welches von einem Einlaßsystem über ein Drosselventil 166 eingesaugt wird und Benzin auf, welches von einem Kraftstoffeinspritzventil 151 eingespritzt wird und konvertiert die Bewegungen eines Kolbens 154, welcher durch die Explosion des Luft-Kraftstoff-Gemischs nach unten gestoßen wird, in eine Rotationsbewegung einer Kurbelwelle 156. Das Drosselventil 166 wird durch einen Aktuator 168 geöffnet und geschlossen. Die Zündung des Luft-Kraftstoff-Gemischs wird ausgeführt mittels eines elektrischen Zündfunken, welcher erzeugt wird durch eine Zündkerze 162 während eine Hochspannung von einer Zündung 158 über einen Verteiler 160 daran angelegt wird.

Der Betrieb des Motors 150 wird durch eine elektronische Steuereinheit (nachfolgend als "EFIECU" 170 gesteuert. Die EFIECU 170 ist an verschiedene Sensoren für das Erfassen der Betriebsbedingungen und Zustände des Motors 150 angeschlossen, wie beispielsweise ein Drosselventilpositionssensor 167 für das Erfassen der Öffnung (Position) des Drosselventils 166, ein Einlaßrohrnegativdrucksensor 172 für das Erfassen des Negativdrucks bzw. Unterdrucks in dem Motor 150, ein Wassertempersensord 174 für das Erfassen der Wassertemperatur in dem Motor 150, ein Umdrehungsgeschwindigkeitssensor 167 sowie ein Rotationswinkelsensor 178, welche für das Erfassen der Umdrehungsgeschwindigkeit sowie des Rotationswinkels der Kurbelwelle 156 vorgesehen sind und ähnliche. Die EFIECU 170 ist ferner an einen Startschalter 170 angeschlossen für das Erfassen von Zuständen ST eines Zündschlüssels sowie verschiedene weitere Sensoren, Schalter und ähnlichem, die nicht in der Fig. 3 dargestellt sind.

Der Motor 150 ist ausgerüstet mit einer variablen Ventilzeiteinrichtung (nachfolgend bezeichnet als "VVT") 153, welche den Zeitpunkt einen Öffnens und Schließens eines Einlaßventils 150a verändert. Fig. 4 ist eine schematische Darstellung der VVT 153. Die VVT 153 stellt die Öffnungs- und Schließzeit des Einlaßventils 150a durch Voranschreiten und Verzögern der Phase einer Einlaßnockenwelle 240 ein, die das Einlaßventil 150 öffnet und schließt und zwar relativ zu dem Kurbelwellenwinkel.

Eine spezifische Konstruktion der VVT 153, wie diese in diesem Ausführungsbeispiel verwendet wird, wird nachstehend mit dem Bezug auf Fig. 4 beschrieben. Die VVT 153 gemäß diesem Ausführungsbeispiel ist in der Lage, den Ventilöffnungs- und Schließzeitpunkt kontinuierlich zu variieren. Wenn in einer normalen Konstruktion das Einlaßventil 150a geöffnet und geschlossen wird durch eine Nocke, die auf der Einlaßnockenwelle 240 montiert ist, dann wird ein Auslaßventil 150b geöffnet und geschlossen durch eine Nocke, die auf eine Auslaßnockenwelle 244 montiert ist. Ein Einlaßnockenwellenzeitrad 242, welches an die Einlaßnockenwelle 240 gekoppelt ist, sowie ein Auslaßnockenwellenzeitrad 246, welches an die Auslaßnockenwelle 244 gekoppelt ist, sind an die Kurbelwelle 156 mittels eines Zeitriemens 248 angeschlossen, so daß das Einlaßventil 150a und das Auslaßventil 150b geöffnet und geschlossen werden können zu jeweiligen Zeitpunkten entsprechend der Umdrehungsgeschwindigkeit des Motors 150. Zusätzlich zu dieser normalen Konstruktion hat die VVT 153 eine Konstruktion, wonach das Einlaßnockenwellenzeitrad 242 und die Einlaßnockenwelle 240 durch eine VVT-Riemenscheibe 250 miteinander verbunden sind, welche hydraulisch betätigt wird, wie dies in der Fig. 4 gezeigt ist. Die VVT-Riemenscheibe 250 hat ein OCV 254, d. h., ein Eingangshydraulikdruckregelventil. Das innere der VVT-Riemenscheibe 250 ist ausgebildet durch eine Kombination variabler Kolben 252 die bewegbar sind in die Richtung der Achse der VVT-Riemenscheibe 250 und zwar durch den Hydraulikdruck, welcher durch das OCV 254 eingelassen wird. Der die VVT-Riemenscheibe 250 beaufschlagende Hydraulikdruck wird durch eine Motorölpumpe 256 dorthin gefördert, welche wiederum durch die Kurbelwelle 156 angetrieben wird.

Das Betriebsprinzip der VVT 153 läßt sich wie folgt beschreiben. Die EFIECU 170 bestimmt Ventilzeiten in Übereinstimmung mit den Betriebsbedingungen des Motors 150 und gibt ein Steuersignal für das Steuern des Öffnens und Schließens des OCV 254 aus. In Übereinstimmung mit dem Steuersignal wird der die VVT-Riemenscheibe 250 beaufschlagende Hydraulikdruck variiert, wobei folglich die variablen Kolben 252 in eine Richtung der Achse der VVT-Riemenscheibe 250 bewegt werden. Da die Welle jedes variablen Kolbens 252 schräg geschraubt ist, drehen die variablen Kolben 252, wenn sie in die Achsrichtung bewegt werden, so daß der Montagewinkel zwischen der Einlaßnockenwelle 240 und dem Einlaßnockenwellenzeitrad 242, welcher durch die variablen Kolben 252 miteinander verbunden sind, geändert wird. In dieser Weise kann der Öffnungs- und Schließzeitpunkt des Öffnungsventils 150b und des Einlaßventils 150a geändert werden, wobei die Ventilüberschneidung geändert werden kann. In dieser Konstruktion ist die VVT-Riemenscheibe 250 lediglich an der Einlaßnockenwelle 240 vorgesehen und nicht an der Auslaßnockenwelle 240. Aus diesem Grunde wird bei dieser Konstruktion die Ventilüberschneidung gesteuert durch Steuern der Zeitpunkte des Einlaßventils 150a relativ zu den Zeitpunkten des Auslaßventils 150b. Jedoch kann in einfacher Weise eine ähnliche Riemenscheibenkonstruktion auch für das Auslaßventil 150b vorgesehen werden. Die VVT-Einrichtung kann für die Startsteuerung des Motors 150 verwendet werden. Beim Start des Motors 150 wird der Zeitpunkt des Einlaßventils 150a in geeigneter Weise durch die EFIECU 170 eingestellt, so daß die Ventilüberschneidung vergrößert wird. Aus diesem Grunde kann die Last infolge der Arbeit des Motors 150 relativ zu einem Elektromotor MG1 reduziert werden.

Obgleich dieses Ausführungsbeispiel die VVT-Einrichtung vorsieht ist die Einrichtung für ein variieren der Ventilüberschneidung nicht auf die VVT-Einrichtung begrenzt. Wenn beispielsweise das Einlaßventil 150a und das Auslaßven-



til 150b hydraulisch geöffnet und geschlossen werden können ohne Verwendung von Nocken, ist es auch möglich, die Ventilüberschneidung durch Steuern der hydraulischen Ventile zu variieren, welche als das Einlaßventil 150a und das Auslaßventil 150b vorgesehen sind.

Als nächstes wird ein System beschrieben, bei welchem die Leistung bzw. die Kraft auf Antriebsräder 116, 118 unter Verwendung des Motors 150 als Energiequelle abgegeben wird. Die Kurbelwelle 156 des Motors 150 ist an die Leistungs- bzw. Kraftabgabereinrichtung 110 angeschlossen. Grundsätzlich nimmt die Leistungsabgabereinrichtung 110 Leistung bzw. Kraft von dem Motor 150 über die Kurbelwelle 156 auf und gibt Leistung bzw. Kraft auf eine Antriebsachse oder -welle 112 über ein Leistungs- bzw. Kraftübertragungsgetriebe 111 ab. Leistung, welche von der Antriebsachse 112 abgegeben wird, wird durch eine Differentialgetriebeeinheit 14 übertragen, um schließlich die Antriebsräder 116, 118 anzutreiben.

Die Leistungsabgabereinrichtung 110, welche an die Kurbelwelle 156 des Motors 150 angeschlossen ist, besteht im wesentlichen aus einer Planetengetriebeeinheit 120, dem elektrischen Motor MG1 und einem weiteren Motor MG2, wie in der Fig. 3 dargestellt ist. Die Kurbelwelle 156 des Motors 150 ist mechanisch an einen Planetenträger 124 der Planetengetriebeeinheit 120 angeschlossen, wie dies in der Fig. 2 gezeigt ist. Ein Sonnenrad 121 ist an den elektrischen Motor MG1 angeschlossen, wobei ein Ringrad 122 an den elektrischen Motor MG2 angeschlossen ist. Die Leistungsabgabereinrichtung 110 hat eine Steuerungseinrichtung 118 für das Treiben und Steuern der elektrischen Motor MG1, MG2.

Gemäß der Fig. 2 besteht die Planetengetriebeeinheit 120 im wesentlichen aus dem Sonnenrad 121, welches an eine hohle Sonnenwelle 125 gekoppelt ist, durch welche die Kurbelwelle 156 sich entlang der Achse der Sonnenradwelle 125 erstreckt, dem Ringrad 122, welches an eine Ringradwelle 126 gekoppelt ist, die sich coaxial zur Kurbelwelle 156 erstreckt, einer Mehrzahl von Planetenzahnradern 123, die zwischen dem Sonnenrad 121 und dem Ringrad 122 angeordnet sind, für Kreisbewegungen rund um das Sonnenrad 121 zusammen mit Eigen-Rotationsbewegungen und dem Planetenträger 124, der an das Ende der Kurbelwelle 156 angeschlossen ist und die Rotationswelle jedes Planetenzahnrads 123 trägt. Die drei Wellen der Planetengetriebeeinheit 120, d. h., die Sonnenradwelle 125, die Ringradwelle 126, sowie der Planetenträger 124 (die Kurbelwelle 156) dienen als Leistungseingangs-/ausgangs-Wellen. Wenn der Leistungseingang/-ausgang bezüglich zweier der drei Wellen bestimmt wird, dann wird der Leistungseingang/-ausgang bezüglich der dritten Welle bestimmt auf der Basis des vorbestimmten Leistungseingangs-/ausgangs bezüglich der zwei Wellen. Der Leistungseingang/-ausgang bezüglich der drei Wellen der Planetengetriebeeinheit 120 wird nachstehend im einzelnen beschrieben.

Ein Kraftabgabezahnrad 128 für das Abgeben einer Kraft- bzw. einer Leistung von der Planetengetriebeeinheit 120 ist an ein Ende des Ringrades 122 angeschlossen, wobei das Ende näher an dem elektrischen Motor MG1 ist. Das Kraftabgabezahnrad 128 ist an das Kraftübertragungs Zahnrad 111 mittels einer Antriebskette 129 angeschlossen, so daß die Kraft bzw. die Leistung zwischen dem Kraftabgabezahnrad 128 und dem Kraftübertragungs Zahnrad 111 übertragen werden kann. Gemäß der Fig. 1 ist das Kraftübertragungs Zahnrad 111 mittels Zahnräder an die Differentialgetriebeeinheit 114 durch die Antriebsachse 112 angeschlossen.

Der elektrische Motor MG1 ist als ein Synchronleistungsgenerator ausgebildet. Der elektrische Motor MG1 hat einen Rotor 132, der mit einer Mehrzahl von Permanentmagneten 135 ausgebildet ist (vier N-Pol-Magnete und vier S-Pol-Magnete gemäß diesem Ausführungsbeispiel), welche an einer äußeren peripheren Fläche des Rotors 132 angeordnet sind sowie einen Stator 133, der mit einer Windung aus dreiphasigen Spulen 134 versehen ist, welche Rotationsmagnetfelder erzeugen. Der Rotor 132 ist an die Sonnenradwelle 125 gekoppelt, welcher an das Sonnenrad 121 in der Planetengetriebeeinheit 120 gekoppelt ist. Der Stator 133 wird ausgebildet durch Aufeinanderstapeln dünner Platten aus einem nicht magnetisierten elektromagnetischen Stahl und wird an einem Gehäuse 119 fixiert. Der elektrische Motor MG1 arbeitet als ein Motor, wobei der Rotor 132 durch eine Zusammenwirkung zwischen den magnetischen Feldern, die durch die Permanentmagnete 135 erzeugt werden und den magnetischen Feldern, welche durch die dreiphasigen Spulen 134 erzeugt werden, gedreht wird, und arbeitet ferner als ein Leistungsgenerator, wobei eine elektromotiv Kraft über die Enden der Dreiphasenspulen 134 erzeugt wird durch die Zusammenwirkung zwischen den magnetischen Feldern, erzeugt durch die Permanentmagnete 135 und die Rotation des Rotors 132. Die Sonnenradwelle 125 ist mit einem Drehmelder 139 für das Erfassen des Rotationswinkels θ_s der Sonnenradwelle 125 versehen.

Der elektrische Motor MG2 ist als ein Synchronleistungsgenerator ausgebildet, wie der elektrische Motor MG1. Der elektrische Motor MG2 hat einen Rotor 142, der mit einer Vielzahl von Permanentmagneten 145 (vier N-polige Magnete und vier S-polige Magnete gemäß diesem Ausführungsbeispiel), die an der äußeren peripheren Fläche des Rotors 142 angeordnet sind sowie einen Stator 143 ausgebildet, der mit Windungen aus dreiphasigen Spulen 144 versehen ist, welche Rotationsmagnetfelder erzeugen. Der Rotor 142 ist an die Ringradwelle 126 gekoppelt, welche wiederum an das Ringrad 122 der Planetengetriebeeinheit 120 gekoppelt ist. Der Stator 143 wird durch Aufeinanderstapeln dünner Platten aus einem nicht magnetisierten elektromagnetischen Stahl ausgebildet und ist an dem Gehäuse 119 wie der elektrische Motor MG1 fixiert. Der elektrische Motor MG2 arbeitet als ein Motor sowie als ein Leistungsgenerator im wesentlichen in der gleichen Weise wie der elektrische Motor MG1. Die Ringradwelle 126 ist ebenfalls mit einem Drehmelder 149 für das Erfassen des Rotationswinkels θ_r der Ringradwelle 126 versehen.

Gemäß der Fig. 1 hat die Steuereinrichtung 180, die in der Leistungsabgabereinrichtung 110 vorgesehen ist, einen ersten Treiberkreis 191 für das Treiben des elektrischen Motors MG1, einen zweiten Treiberkreis 192 für das Treiben des elektrischen Motors MG2, eine Steuerungs-CPU 119 für das Steuern des ersten und zweiten Treiberkreises 191, 192 sowie eine Batterie 194, welche durch eine Sekundärbatterie gebildet wird. Die Steuerungs-CPU 190 enthält einen Arbeitsspeicher RAM 190a, einen ROM 190b in welchem Arbeitsprogramme abgespeichert sind, einen seriellen Kommunikationsanschluß (nicht gezeigt) für die Verbindung mit der EFIECU 170 sowie Eingabe- und Ausgabeanschlüsse (nicht gezeigt). Über den Eingabeanschluß empfängt die Steuerungs-CPU 190 den Rotationswinkel θ_s der Sonnenradwelle 125 von dem Drehmelder 139, den Rotationswinkel θ_r der Ringradwelle 126 von dem Drehmelder 149, eine Beschleunigungspedalposition AP von dem Beschleunigungspedalpositionsensor 165a, eine Schaltposition SP eines Schalters (Schaltknüppels) 182 von einem Schaltpositionssensor 184, elektrische Stromwerte I_{o1} , I_{v1} von zwei Stromsensoren 195, 196, die in dem ersten Treiberkreis 191 vorgesehen sind, elektrische Stromwerte I_{u2} , I_{v2} von zwei Stromsensoren



197, 198, die in dem zweiten Treiberkreis 192 vorgesehen sind, eine Restkapazität BRM der Batterie 194 von einem Restkapazitätssensor 199 und ähnliches. Über den Verbindungsanschluß tauscht die Steuerungs-CPU 190 mit der EFIECU 170 Informationen aus bezüglich der Ausgangsenergie P_e des Motors 150, der Zielumdrehungsgeschwindigkeit N_e^* und dem Zieldrehmoment T_e^* des Motors 150 und ähnliches.

Die Steuerung-CPU 190 gibt ein Steuersignal SW1 für das Treiben von sechs Transistoren Tr1–Tr6 aus, welche Schaltelemente darstellten, die in dem ersten Treiberkreis 191 vorgesehen sind, und gibt ein Steuersignal SW2 aus für das Treiben von sechs weiteren Transistoren Tr11, Tr16, welche Schaltelemente darstellen, die in dem zweiten Treiberkreis 192 vorgesehen sind. Die Transistoren Tr1–Tr6 in dem ersten Treiberkreis 191 und die Transistoren Tr11–Tr16 in dem zweiten Treiberkreis 192 bilden Transistorinverter. Die sechs Transistoren jeder Gruppe bilden drei Paare so daß ein Transistor jedes Paares eine Quelle bildet und der andere einen Verbraucher bildet relativ zu einem Paar elektronischer Energieleitungen L1, L2. Die Anschlußpunkte des Paares von Transistoren in dem ersten Treiberkreis 191 sind an die Dreiphasenspulen 134 des elektrischen Motors MG1 angeschlossen. Die Anschlußpunkte des Paares Transistoren in dem zweiten Treiberkreis 192 sind an die Dreiphasenspulen 144 des elektrischen Motors MG2 angeschlossen. Die Energieleitungen L1, L2 sind an den Plusanschluß und den Minusanschluß der Batterie 194 jeweils angeschlossen. Unter Verwendung der Steuersignale SW1, SW2 steuert folglich die Steuerungs-CPU sequentiell die Proportion bezüglich der "EIN"-Zeit bezüglich der individuellen Paare Transistoren Tr1–Tr6 und Tr11–Tr16, so daß der Strom durch die Dreiphasenspulen 134, 144 in Pseudo-Sinuswellen durch die PWM-Steuerung konvertiert werden. Als ein Ergebnis hiervon erzeugen die Dreiphasenspulen 134, 144 Rotationsfelder, so daß die Rotoren 132, 142 synchron mit den Rotationsfeldern drehen.

Der Betrieb der Leistungsabgabeeinrichtung gemäß diesem Ausführungsbeispiel wird nachstehend beschrieben. Das Betriebsprinzip der Leistungsabgabeeinrichtung 110 insbesondere das Drehmomentkonvertierungsprinzip kann dabei wie folgt erklärt werden. Die nachfolgende Beschreibung wird ausgeführt anhand eines Falls, wonach der Motor 150 bei einem Betriebspunkt P1 betrieben wird, welcher durch eine Umdrehungsgeschwindigkeit N_e und einem Drehmoment T_e repräsentiert wird und wonach die Ringradwelle 126 bei einem Betätigungspunkt P2 betrieben wird, welcher durch eine Umdrehungsgeschwindigkeit N_r und einem Drehmoment T_r repräsentiert wird, welche unterschiedlich sind zu der Umdrehungsgeschwindigkeit N_e und dem Drehmoment T_e , während die Energie P_e , welche von dem Motor 150 abgegeben wird, aufrechterhalten wird, d. h., ein Fall, wonach die Leistung bzw. die Kraft abgegeben von dem Motor 150, Drehmomentkonvertiert wird und die konvertierte Kraft bzw. Leistung an die Ringradwelle 126 abgegeben wird. Die Beziehung zwischen der Umdrehungsgeschwindigkeit und dem Drehmoment des Motors 150 und der Ringradwelle 126 wird in dem Graph gemäß der Fig. 5 dargestellt.

Gemäß den Gesetzen der Mechanik kann die Beziehung zwischen der Umdrehungsgeschwindigkeit und dem Drehmoment der drei Wellen der Planetengetriebeeinheit 120 (der Sonnenradwelle 125, der Ringradwelle 126 sowie dem Planetenträger 124 (der Kurbelwelle 156)) ausgedrückt werden, wie in Diagrammen, welche normalerweise Fluchtlinientafeln bzw. Leitertafeln gemäß der Fig. 6 und 7 genannt werden und daher geometrisch gelöst werden können. Die Beziehung zwischen der Umdrehungsgeschwindigkeit und dem Drehmoment der drei Wellen der Planetengetriebeeinheit 120 kann auch gelöst werden durch Verwendung statt der Fluchtlinien- bzw. Leitertafeln, mathematischer Ausdrücke beispielsweise durch Berechnung der Energie mit Bezug auf jede Welle, jedoch wird die nachfolgende Erläuterung dieses Ausführungsbeispiels anhand der Fluchtlinien- bzw. Leiterkarten gegeben, um die Verständlichkeit zu erleichtern.

Die vertikale Achse in dem Graph gemäß der Fig. 6 zeigt die Umdrehungsgeschwindigkeit der drei Wellen an, wobei die horizontale Achse die Relativposition anzeigt, welche durch das Übersetzungsverhältnis unter den drei Wellen bestimmt wird. Falls die Positionen S, R der Sonnenradwelle 125 und der Ringradwelle 126 an den gegenüberliegenden Enden sich befinden, dann wird die Position C des Planetenträgers 124 an einem Punkt bestimmt, in welchem der Abstand zwischen den Punkten SR intern unterteilt ist in einem Verhältnis von 1 : ρ , wobei ρ das Verhältnis der Anzahl von Zähnen des Sonnenrads 121 zu der Anzahl von Zähnen des Ringrades 122 ist und ausgedrückt werden kann durch die folgende Gleichung (1):

$$\rho = (\text{Anzahl der Sonnenräderzähne}) / (\text{Anzahl der Ringraderzähne}) \quad (1).$$

Bezüglich des Falles, wonach der Motor 150 bei einer Umdrehungsgeschwindigkeit N_e betrieben wird und die Ringradwelle 126 bei einer Umdrehungsgeschwindigkeit N_r betrieben wird (der Betriebspunkt P1 in Fig. 5), dann kann die Umdrehungsgeschwindigkeit N_e in der Position C des Planetenträgers 124 ausgedrückt werden, welcher an die Kurbelwelle 156 des Motors 150 gekoppelt ist, wobei die Umdrehungsgeschwindigkeit N_r an der Position r der Ringradwelle 126 in der Karte gemäß der Fig. 6 ausgedrückt werden kann. Der Schnittpunkt zwischen der geraden Linie, welche gezogen wurde, um durch die zwei ausgedruckten Punkte zu laufen (nachfolgend bezeichnet als Betriebsabgleichslinie) und der Linie in der Position S (vertikale Linie) zeigt die Umdrehungsgeschwindigkeit N_s der Sonnenradwelle 125. Die Umdrehungsgeschwindigkeit N_s kann auch bestimmt werden durch Verwenden einer Proportionalberechnungsgleichung (2). Wenn in diesem Fall die Umdrehungsgeschwindigkeiten zweier Räder aus dem Sonnenrad 121, dem Ringrad 122 und dem Planetenträger 124 in der Planetengetriebeeinheit 122 bestimmt werden, dann wird die Umdrehungsgeschwindigkeit des anderen Rads auf der Basis der vorbestimmten Umdrehungsgeschwindigkeiten der zwei Räder bestimmt.

$$N_s = N_r - (N_r - N_e) \frac{1 + \rho}{\rho} \quad \dots(2)$$

Als nächstes wird das Drehmoment T_e des Motors 150 an die gezogene Betriebsabgleichslinie in der Position C des Planetenträgers 124 in einer aufwärtigen Richtung angelegt, wie dies in der Karte dargestellt ist. D.h., relativ zu der Betriebsabgleichslinie kann das Drehmoment ausgedrückt werden als eine Kraft (Vector) welche auf einen steifen Körper



einwirkt. Dann kann davon ausgegangen werden, daß die Betriebsangleichslinie eine Kraft entsprechend dem Verbrennungsmotor oder Motordrehmoment an jeder der drei Positionen aufnimmt, so daß dann, wenn die Kräfte außer Gleichgewicht sind, die Betriebsangleichslinie sich zu einer Position bewegt, in welcher sich das Gleichgewicht wieder einstellt. In anderen Worten ausgedrückt, um einen kräfteausgebalancierten Betrieb des Sonnenrads **121**, des Ringrads **121** sowie des Planetenträgers **124** bei Umdrehungsgeschwindigkeiten von beispielsweise N_s , N_r bzw. N_e zu erhalten, wie dies in der Fig. 6 gezeigt ist, muß das Drehmoment T_e des Motors **150**, welches an die Betriebsangleichslinie in der Position C angelegt wird, sowie das Drehmoment T_r , welches von außen durch das Ringrad **122** aufgenommen wird, (welches in dem Drehmoment resultiert, welches abgeben wird, um das Fahrzeug anzutreiben) die Drehmomente T_{m1} , T_{m2} der elektrischen Motoren MG1, MG2 ausgleichen, die an die Betriebsangleichslinie in den Positionen SR angelegt werden. Da es möglich ist, das Drehmoment T_e zu teilen, welches auf die Betriebsangleichslinie in der Position C einwirkt und zwar in eine Mehrzahl von Kräften, die auf einen starren Körper an unterschiedlichen Positionen einwirken würden, wird das Drehmoment T_e in ein Drehmoment T_{es} in der Position S und ein Drehmoment T_{er} in der Position R auf der Basis der Gleichung (3) unter Verwendung des Getriebeverhältnisses ρ geteilt. In der nachfolgenden Erläuterung, werden unter Verwendung der Betriebsangleichslinie die Drehmomente T_{es} , T_e , T_{er} , T_r als absolute Werte gehandhabt unter der Annahme, daß das Drehmoment als ein positiver Wert ungeachtet der Richtung des Drehmoments ausgedrückt wird. Jedoch werden die Drehmomente T_{m1} , T_{m2} , welche bestimmt werden, um die Drehmomente T_e , T_r auszugleichen, mit positiven oder negativen Vorzeichen gehandhabt, wobei das Drehmoment T_{m1} positiv ist, wenn es abwärts ausgerichtet ist, und das Drehmoment T_{m2} positiv ist, wenn es aufwärts gerichtet ist. Wenn folglich $T_r - T_{er} > 0$, dann ist das Drehmoment T_{m2} in der Aufwärtsrichtung gemäß der Leiterkarte ausgerichtet und wenn $T_r - T_{er} < 0$ ist, dann ist das Drehmoment T_{m2} in der abwärtigen Richtung ausgerichtet. Die Richtung der Drehmomente T_{m1} , T_{m2} bezieht sich nicht darauf, ob die elektrischen Motoren MG1, MG2 elektrischer Energie wiedergewinnen oder elektrische Energie verbrauchen (Antriebsbetrieb).

Der Zustand der elektrischen Motoren MG1, MG2 (Energiewiedergewinnung oder Verbrauch) wird bestimmt in Abhängigkeit davon, ob das Drehmoment T_{m1} , T_{m2} in einer solchen Richtung wirkt, in welcher die Umdrehungsgeschwindigkeit der Welle erhöht oder verringert wird, welche das Drehmoment aufnimmt, wie nachfolgend erläutert wird.

$$T_{es} = T_e \times \frac{\rho}{1 + \rho}$$

...(3)

$$T_{er} = T_e \times \frac{1}{1 + \rho}$$

Um die Betriebsangleichslinie in diesem Zustand stabil zu halten, ist es notwendig, das Kräftegleichgewicht zwischen den sich gegenüberliegenden Endpositionen SR der Betriebsangleichslinie aufrecht zu erhalten. Für solch ein Gleichgewicht wird ein Drehmoment T_{m1} , welches hinsichtlich seiner Höhe gleich, jedoch unterschiedlich ausgerichtet ist, zu dem Drehmoment T_{es} von dem elektrischen Motor MG1 an der Position S, d. h., dem Sonnenrad **121** angelegt. Zusätzlich wird ein Drehmoment T_{m2} hinsichtlich seiner Höhe gleich jedoch in entgegengesetzter Richtung zu dem resultierenden Drehmoment aus dem Drehmoment T_r und dem Drehmoment T_{er} ausgerichtet, von dem elektrischen Motor MG2 an der Position R, d. h., dem Ringrad **122** angelegt. Da in diesem Fall das Drehmoment T_{m1} von dem elektrischen Motor MG1 in solch einer Richtung wirkt, um die Umdrehungsgeschwindigkeit der Welle zu verringern, welche das Drehmoment aufnimmt, wirkt der Elektromotor MG1 als ein Generator. Im Grunde gewinnt der elektrische Motor MG1 eine elektrische Energie P_{m1} wieder, die ausgedrückt wird durch das Multiplikationsprodukt aus dem Drehmoment T_{m1} und der Umdrehungsgeschwindigkeit N_s . Die wiedergewonnene elektrische Energie wird durch den ersten Treiberkreis **191** zu der Batterie **194** geleitet und zeitweilig darin abgespeichert. Das Drehmoment T_{m2} von dem elektrischen Motor MG2 wirkt in einer solchen Richtung, in welcher die Umdrehungsgeschwindigkeit der Welle erhöht wird, welche das Drehmoment aufnimmt, wobei folglich der elektrische Motor MG2 als ein Antriebsmotor arbeitet. D.h., der elektrische Motor MG2 nimmt von der Batterie **194** eine elektrische Energie P_{m2} auf, welche ausgedrückt wird durch das Multiplikationsprodukt aus dem Drehmoment T_{m2} und der Umdrehungsgeschwindigkeit N_r und gibt die Energie als eine Antriebsenergie oder Leistung an die Ringradwelle **126** ab.

Wenn die elektrische Energie P_{m1} und die elektrische Energie P_{m2} gleich sind, dann kann die gesamte elektrische Energie, welche durch den elektrischen Motor MG2 verbraucht wird, mittels Wiedergewinnung durch den elektrischen Motor MG1 bereitgestellt werden. In diesem Punkt ist es erforderlich, die gesamte wiedergewonnene Energie abzugeben, so daß die Energie P_e , welche von dem Motor **150** abgegeben wird, gleich der Energie P_r gemacht wird, welche von der Ringradwelle **126** abgegeben wird. D.h., die Energie P_e wird ausgedrückt durch das Multiplikationsprodukt aus dem Drehmoment T_e und der Umdrehungsgeschwindigkeit N_e , wobei diese Energie gleich gemacht wird der Energie P_r , welche durch das Multiplikationsprodukt ausgedrückt wird aus dem Drehmoment T_r und der Umdrehungsgeschwindigkeit N_r . Dies kann auch wie nachfolgend mit Bezug auf den Graphen gemäß der Fig. 5 erklärt werden. D.h., die ausgegebene Energie, welche durch das Drehmoment T_e und die Umdrehungsgeschwindigkeit N_e des Motors **150** ausgedrückt wird, welcher in dem Betriebspunkt P1 betrieben wird, ist drehmomentkonvertiert, so daß die Kraft, welche in ihrem Energiebetrag gleich ist, jedoch durch das Drehmoment T_r und die Umdrehungsgeschwindigkeit N_r ausgedrückt wird, an die Ringradwelle **126** angelegt wird. Gemäß vorstehender Beschreibung wird die an die Ringradwelle **126** angelegte Kraft auf die Antriebsachse **112** durch das Kraftausgabezahnrad **28** und das Kraftübertragungszahnrad **111** übertragen und dann auf die Antriebsräder **116**, **118** durch das Differentialgetriebe **114** übertragen. Aus diesem Grunde wird eine eins zu eins Beziehung zwischen der auf die Ringradwelle **126** abgegebenen Kraft und der auf die Antriebsräder **116**, **118** über-



tragenen Kraft erreicht. Folglich kann die auf die Antriebsräder **116**, **118** übertragene Kraft durch Steuern der Kraft, welche auf die Ringradwelle **126** abgegeben wird, gesteuert werden.

Obgleich in der Abgleichskarte gemäß der Fig. 6 die Umdrehungsgeschwindigkeit N_s der Sonnenradwelle **125** positiv ist, kann die Umdrehungsgeschwindigkeit N_s der Sonnenradwelle **125** negativ werden, wie in der Abgleichskarte der Fig. 7 angezeigt wird, und zwar in Abhängigkeit von der Umdrehungsgeschwindigkeit N_e des Motors **150** und der Umdrehungsgeschwindigkeit N_r der Ringradwelle **126**. In solch einem Fall wirkt das Drehmoment T_{m1} an der Position S in einer solchen Richtung, in welcher die Umdrehungsgeschwindigkeit (absoluter Wert) erhöht wird, wobei folglich der elektrische Motor **MG1** als ein Motor wirkt, in dem er eine elektrische Energie P_{m1} verbraucht, die ausgedrückt wird durch das Multiplikationsprodukt aus dem Drehmoment T_{m1} und der Umdrehungsgeschwindigkeit T_s . Andererseits wirkt das Drehmoment T_{m2} des elektrischen Motors **MG2** in einer solchen Richtung, in welcher die Umdrehungsgeschwindigkeit der Welle verringert wird, welche das Drehmoment aufnimmt. Aus diesem Grunde wirkt der elektrische Motor **MG2** als ein Generator, welcher eine elektrische Energie P_{m2} wiedergewinnt, die durch das Multiplikationsprodukt aus dem Drehmoment T_{m2} und der Umdrehungsgeschwindigkeit N_r ausgedrückt wird und zwar aus der genetischen Energie der Ringradwelle **126**. Wenn in diesem Fall die elektrische Energie P_{m1} , welche durch den Motor **MG1** verbraucht wird und die elektrische Energie P_{m2} welche durch den elektrischen Motor **MG2** wiedergewonnen wird, einander gleich sind, ist es möglich, eine exakte Menge an elektrischer Energie P_{m1} , welche durch den elektrischen Motor **MG1** verbraucht wird, über den Wiedergewinnungsbetrieb des elektrischen Motors **MG2** bereit zu stellen.

Aus der vorstehenden Beschreibung läßt sich entnehmen, daß die Kraftabgabeeinrichtung **110** in der Lage ist, die gesamte Kraft, die von dem Motor **150** eingegeben wird, Drehmoment zu konvertieren und die gesamte drehmomentkonvertierte Kraft auf die Ringradwelle **126** abzugeben, ungeachtet der Umdrehungsgeschwindigkeit M_r der Ringradwelle **126**. Dies bedeutet, daß wenn die Effizienz der Drehmomentkonvertierung durch die Planetengetriebeeinheit **120**, den elektrischen Motor **MG1** und den elektrischen Motor **MG2** 100% beträgt, der Betriebspunkt des Motors **150** ein beliebiger Betriebspunkt sein kann, solange die Energie, welche an diesem Betriebspunkt abgegeben wird, gleich der Energie P_r ist, die notwendiger Weise an die Ringradwelle **126** abgegeben werden muß. Aus diesem Grunde kann der Betriebspunkt des Motors **150** frei bestimmt werden ungeachtet der Umdrehungsgeschwindigkeit N_r der Ringradwelle **126**, unter der Bedingung, daß die Energie, die an dem bestimmten Betriebspunkt abgegeben wird, gleich der Energie ist, die notwendiger Weise auf die Ringradwelle **126** abgegeben werden muß.

Vorstehend ist das Betriebsprinzip der Kraftabgabeeinrichtung **110** für den Fall beschrieben, wonach die Drehmomentkonvertierung ausgeführt wird. Zusätzlich zu dem Betrieb, in welchem die gesamte Kraft des Motors **150** drehmomentkonvertiert wird und an die Ringradwelle **126** abgegeben wird, kann die Kraftabgabeeinrichtung **110** andere Betriebsarten ausführen, beispielsweise:

einen Betrieb, in welchem eine Kraft, die größer ist als die Kraft, welche für die Ringradwelle **126** erforderlich ist (Produkt aus dem Drehmoment T_r und der Umdrehungsgeschwindigkeit N_r) von dem Motor **150** eingegeben wird (Produkt aus dem Drehmoment T_e und der Umdrehungsgeschwindigkeit N_e) wobei die Überschußenergie als eine elektrische Energie wiedergewonnen wird, wodurch die Batterie **194** geladen wird und einen Betrieb, in welchem eine Kraft, die größer ist als die Kraft des Motors **150** auf die Ringradwelle **126** abgegeben wird und zwar durch hinzufügen der Energie aus der Batterie **194**. Darüber hinaus ist es auch möglich, den Motor **150** während eines Anhaltens des Fahrzeugs zu betätigen, wobei die Energie aus dem Motor **150** durch Verwendung des elektrischen Motors **MG1** wiedergewonnen wird und die wiedergewonnene Energie in der Batterie **194** gespeichert wird. Während dieses Betriebs ist die Umdrehungsgeschwindigkeit der Antriebsachse **112** Null, wobei folglich die Umdrehungsgeschwindigkeit des elektrischen Motors **MG2** ebenfalls Null ist. Da während dieses Betriebs jedoch eine Steuerung derart ausgeführt wird, daß der elektrische Motor **MG2** in einem eingekuppelten Zustand gehalten wird und die Umdrehung des Motors **150** direkt auf die Sonnenradwelle **125** übertragen wird, nimmt der elektrische Motor **MG2** das Reaktionsmoment aus dem Motor **150** auf.

In der Kraftabgabeeinrichtung **110** dieses Ausführungsbeispiels kann der Betriebspunkt des Motors **150** und der Betriebspunkt der Ringradwelle **126** unabhängig voneinander eingestellt werden, obgleich es notwendig ist, den Betrieb der Planetengetriebeeinheit **120** gemäß vorstehender Beschreibung zu berücksichtigen. Innerhalb eines Bereichs, in welchem die elektrische Kraft frei aus der Batterie **194** entnommen und in dieser abgespeichert werden kann, ist daher die Kraftabgabeeinrichtung **110** in der Lage, das Ausgangsdrehmoment unabhängig von dem Betriebszustand des Motors **150** zu steuern. Bevor nunmehr ein Verfahren für das Verringern von Geräuschen infolge Spiel in der Planetengetriebeeinheit **120** gemäß der Erfindung sowie die Konstruktion einer Kraftabgabeeinrichtung beschrieben wird, in welcher das Verfahren Anwendung findet, ist es vorteilhaft, die Drehmomentsteuerung in der Kraftabgabeeinrichtung **110** sowie die Steuerung der elektrischen Motoren **MG1**, **MG2** zu beschreiben, welche zusammen mit der Drehmomentsteuerung ausgeführt wird.

Fig. 8 zeigt eine Flußkarte, in welcher ein Beispiel einer Drehmomentsteuerungsroutine dargestellt wird, welche durch die Kraftabgabeeinrichtung **110** gemäß dem Ausführungsbeispiel ausgeführt wird. Wenn die Drehmomentsteuerungsroutine gemäß der Fig. 8 gestartet wird, wird die Umdrehungsgeschwindigkeit N_r der Ringradwelle **126** in Schritt **S200** eingegeben. Die Umdrehungsgeschwindigkeit M_r der Ringradwelle **126** kann bestimmt werden auf der Basis des Umdrehungswinkels θ_r der Ringradwelle **126**, welcher von dem Drehmelder **149** eingelesen wird. Nachfolgend wird in Schritt **S210** die Beschleunigungspedalposition **AP** eingegeben. In Schritt **S220** wird ein Zieldrehmoment T_r^* , welches an die Ringradwelle **126** abgegeben werden muß, auf der Basis der Umdrehungsgeschwindigkeit N_r der Ringradwelle **126** und der Gaspedalposition **AP** bestimmt. Da das Gaspedal **164** durch eine fahrende Person niedergedrückt wird, wenn der Fahrer ein größeres Abgabedrehmoment wünscht, entspricht der Wert der Gaspedalposition **AP** dem Ausgangsdrehmoment, welches von dem Fahrer gewünscht wird (d. h., das erforderliche Drehmoment für die Ringradwelle **126**).

In diesem Ausführungsbeispiel wird eine Karte, welche die Beziehung zwischen einem Instruktionsdrehmomentwert T_r^* , der Umdrehungsgeschwindigkeit N_r der Ringradwelle **126** und der Beschleunigungspedalposition **AP** anzeigt, in dem ROM **190b** vorab abgespeichert. Wenn die Beschleunigungspedalposition **AP** eingelesen wird, dann wird das entsprechende Zieldrehmoment T_r^* auf der Basis der Beschleunigungspedalposition **AP** und der Umdrehungsgeschwindigkeit



keit Nd der Antriebsachse 112 abgeleitet.

Nachdem das Drehmoment Tr^* in Schritt S220 bestimmt ist, wird die Energie Pr, welche erforderlich ist, an die Ringradwelle 126 und folglich an die Antriebsachse 112 abgegeben zu werden, als das Multiplikationsprodukt aus dem Drehmoment Tr^* und der Umdrehungsgeschwindigkeit Nr in Schritt S230 bestimmt. Hierauf wird in Schritt S240 die Energie Pe, welche von dem Motor 150 abgegeben werden soll, aus der Energie Pr berechnet, die an die Antriebsachse 112 abgegeben werden soll. Falls die Energie Pe aus dem Motor 150 unmittelbar an die Antriebsachse 112 abgegeben wird, während diese Drehmoment-konvertiert wird, dann wird die Abgabeenergie Pe des Motors 150 bestimmt durch Dividieren der Energie Pr, welche an die Antriebsachse 112 abgegeben werden soll durch die Übertragungseffizienz (Wirkungsgrad) η ($Pe = Pr/\eta$).

Nachdem die Energie Pe, welche notwendiger Weise von dem Motor 150 abgegeben werden soll, in Schritt S240 berechnet wird, dann werden das Zieldrehmoment Tr^* und die Zielumdrehungsgeschwindigkeit Ne^* des Motors 150 auf der Basis der Energie Pe im Schritt S250 eingestellt, welche von dem Motor 150 abgegeben werden soll. Da die Energie Pe, die von dem Motor 150 abgegeben werden soll, die Zielumdrehungsgeschwindigkeit Ne^* und das Zieldrehmoment Te^* lediglich eine Beziehung aufweisen, gemäß der Gleichung $Pe = Ne^* \times Te^*$, können verschiedene Kombinationen aus der Zielumdrehungsgeschwindigkeit Ne^* und dem Zieldrehmoment Te^* diese Beziehungsgleichung erfüllen. In diesem Ausführungsbeispiel werden das Zieldrehmoment Te^* und eine Zielumdrehungsgeschwindigkeit Ne^* des Motors 150, bei welcher der Motor 150 mit einer Effizienz so groß wie möglich arbeitet und der Betriebszustand des Motors 150 sanft im Ansprechen auf eine Änderung der Energie Pe verändert wird, entsprechend der Energie Pe durch Experimente bestimmt. Solche Kombinationen aus dem Zieldrehmoment Te^* und der Umdrehungsgeschwindigkeit Ne^* werden in Form einer Karte in dem ROM 190b vorab gespeichert. Nachdem die Energie Pe, welche von dem Motor 150 gefordert wird, berechnet ist, werden ein Zieldrehmoment Te^* und eine Zielumdrehungsgeschwindigkeit Ne^* für den Motor 150 entsprechend der berechneten Energie Pe aus der in dem ROM 190b gespeicherten Karte abgelesen. Die aktuelle Steuerung des Motors 150 wird dann durch die EFIECU 170 ausgeführt. Die Steuerungseinrichtung 180 gibt über die Verbindungsleitung an die EFIECU 170 konstant die Information bezüglich der Energie Pe, welche von dem Motor 150 abgegeben werden soll und der Umdrehungsgeschwindigkeit Ne^* , die für das Erreichen der Energie Pe erforderlich ist, aus. Die EFIECU 170 empfängt die Information für die Steuerungseinrichtung 180 und steuert den Betriebspunkt des Motors 150 durch eine Steuerungsroutine (nicht dargestellt). Das Zieldrehmoment Te^* und die Umdrehungsgeschwindigkeit Ne^* des Motors kann in einer Weise gemäß vorstehender Beschreibung bestimmt werden mit Blick auf das Energiegleichgewicht und die Betriebseffizienz des Motors 150. In diesem Ausführungsbeispiel werden die Ausgangsenergie Pe und die Umdrehungsgeschwindigkeit Ne^* des Motors 150 usw. eingestellt, um Geräusche infolge Spiel in der Planetengetriebeeinheit 120 zu reduzieren. Dieser Einstellbetrieb wird nachstehend im einzelnen beschrieben.

Der Betrieb, welcher in der Fig. 8 dargestellt ist, wird ferner wie folgt beschrieben. Nachdem die Energie Pe, welche notwendiger Weise von dem Motor 150 abgegeben werden muß, in Schritt S240 bestimmt ist, und das Zieldrehmoment Te^* sowie die Zielumdrehungsgeschwindigkeit Ne^* des Motors 150 in Schritt S250 bestimmt sind, wird die Zielumdrehungsgeschwindigkeit Ns^* der Sonnenradwelle 125 aus der Zielumdrehungsgeschwindigkeit Ne^* des Motors 150 unter Verwendung der Gleichung (2) in Schritt S260 berechnet. Nachfolgend werden unter Verwendung der Zielumdrehungsgeschwindigkeit Ne^* und der Zieldrehmoment Tr^* , Te^* , der elektrische Motor MG1 sowie der elektrische Motor MG2 in den Schritten S270 und S280 jeweils gesteuert. Nachfolgend wird in Schritt S290 der Motor 150 gesteuert. Bei der Steuerung des Motors 150 werden die Menge an Einlaßluft, die Menge an Kraftstoff, welche eingespritzt werden soll, sowie die Ventilzeitpunkte derart gesteuert, daß die Energie, welche durch das Multiplikationsprodukt aus der Umdrehungsgeschwindigkeit Ne^* und dem Zieldrehmoment Te^* bestimmt ist, von dem Motor 150 abgegeben wird. Die Steuerung des Motors 150 wird aktuell durch die EFIECU 170 ausgeführt.

Die Steuerung des elektrischen Motors MG1 sowie des elektrischen Motors MG2 wird nachfolgend beschrieben. Die Steuerung des elektrischen Motors MG1 (Schritt S270) gemäß Fig. 8) wird im Detail in der Fig. 9 dargestellt. Die Flußkarte gemäß der Fig. 9 zeigt ein Beispiel bezüglich einer Steuerungsroutine für den elektrischen Motor MG1. Wenn diese Routine gestartet wird, dann liest die Steuerungs-CPU 190 der Steuerungseinrichtung 180 zuerst die Umdrehungsgeschwindigkeit Ns der Sonnenradwelle 125 in Schritt S271 ein. Die Umdrehungsgeschwindigkeit Ns der Sonnenradwelle 125 kann aus dem Drehwinkel θ_s der Sonnenradwelle 125 bestimmt werden, welcher durch den Drehmelder 139 erfaßt wird, der an der Sonnenradwelle 125 befestigt ist. Nachfolgend stellt in Schritt S272 die Steuerungs-CPU 190 als ein Instruktionsdrehmomentwert $Tm1^*$ des elektrischen Motors MG1 den Wert ein, welcher durch die Berechnung aus der nachfolgenden Gleichung (4) basierend auf der eingelesenen Umdrehungsgeschwindigkeit Ns und der Zielumdrehungsgeschwindigkeit Ns^* der Sonnenradwelle 125 erhalten wird. In der Gleichung (4): der erste Term auf der rechten Seite wird erhalten auf der Basis eines Gleichgewichts der Betriebsabgleichslinie in den Abgleichskarten gemäß der Fig. 6 und 7; der zweite Term auf der rechten Seite ist ein proportionaler Term, welcher die Abweichung der Umdrehungsgeschwindigkeit Ns von der Zielumdrehungsgeschwindigkeit Ns^* ausgleicht, bzw. eliminiert; und der dritte Term auf der rechten Seite ist ein Integrationsterm für das Eliminieren der stetigen Abweichung. Daher wird der Instruktionsdrehmomentwert Tm^* des elektrischen Motors MG1 als ein Wert festgesetzt, welcher bestimmt wird auf der Basis der Gleichgewichtsbeziehung der Betriebsabgleichslinie in einem stetigen Zustand (wonach die Abweichung der Umdrehungsgeschwindigkeit Ns von der Zielumdrehungsgeschwindigkeit Nn^* Null ist. In der Gleichung (4) bedeutet K3 und K4 jeweils Proportionalkonstanten. Da die Umdrehungsgeschwindigkeit Ns der Sonnenradwelle 125 bestimmt wird durch die Umdrehungsgeschwindigkeit Nr der Ringradwelle 126 und der Umdrehungsgeschwindigkeit Ne des Motors 150, wie dies in der Gleichung (2) angezeigt ist, ist es möglich, den Betrieb des Motors 150 in dem Betriebspunkt der Zielumdrehungsgeschwindigkeit Ne^* zu stabilisieren durch Einstellen des Instruktionsdrehmomentwerts $Tm1^*$ des elektrischen Motors MG1 auf der Basis der Umdrehungsgeschwindigkeit Ns der Sonnenradwelle 125.



$$T_{m1}^* = T_e^* \times \frac{\rho}{1+\rho} + K_3(N_s^* - N_s) + K_4 \int (N_s^* - N_s) dt \quad \dots(4)$$

5

Nach dem Einstellen des Instruktionsdrehmomentwerts T_{m1}^* des elektrischen Motors MG1 erfaßt die Steuerungs-CPU 190 des Rotationswinkel θ_s der Sonnenradwelle 125 unter Verwendung des Drehmelders 139 und zwar in Schritt S273. Nachfolgend wird in Schritt S274 der elektrische Winkel θ_1 des elektrischen Motors MG1 bestimmt aus dem Rotationswinkel θ_s der Sonnenradwelle 125. Da in diesem Ausführungsbeispiel der elektrische Motor MG1 ein Synchronmotor mit vier Polpaaren ist, wird der elektrische Winkel θ_1 berechnet aus $\theta_1 = 4\theta_s$. In Schritt S275 erfaßt die Steuerungs-CPU 190 die Phasenströme I_{u1} , I_{v1} des elektrischen Motors MG1 unter Verwendung der Stromsensoren 195, 196. In Schritt S276 führt die Steuerungs-CPU 190 eine Koordinatenkonvertierung von drei Phasen auf zwei Phasen basierend auf den Stromwerten I_{u1} , I_{v1} durch. Diese Koordinatenkonvertierung dient dazu, die elektrischen Ströme durch die Drei-Phasenspulen in Stromwerte entlang der d-Achse und q-Achse eines Synchronmotors der Permanentmagnetenbauart zu konvertieren und ist äquivalent zur Berechnung der nachfolgenden Gleichung (5). Die Koordinatenkonvertierung wird in Schritt S276 ausgeführt, da in einem Synchronmotor der Permanentmagnetenbauart die d-Achse und q-Achsen-Ströme, wesentliche Werte bei der Steuerung des Drehmoments darstellen. Jedoch ist es auch möglich, die Steuerung unter Beibehaltung der drei Phasen auszuführen.

$$\begin{pmatrix} I_{d1} \\ I_{q1} \end{pmatrix} = \sqrt{2} \begin{pmatrix} -\sin(\theta_1 - 120) & \sin \theta_1 \\ -\cos(\theta_1 - 120) & \cos \theta_1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} I_{u1} \\ I_{v1} \end{pmatrix} \quad \dots(5)$$

Nach der Umwandlung auf die d-Achsen- und q-Achsen-Stromwerte bestimmt die Steuerungs-CPU 190 Differenzen zwischen den Instruktionsstromwerten I_{d1}^* , I_{q1}^* entlang der Achsen, welche aus dem Instruktionsdrehmomentwert T_{m1}^* des elektrischen Motors MG1 bestimmt ist und den Strömen I_{d1} , I_{q1} welche gegenwärtig entlang der Achsen jeweils fließen, wobei daraufhin Instruktionsspannungswerte V_{d1} , V_{q1} entlang der Achsen in dem Schritt S277 bestimmt werden. In diesem Schritt wird die Berechnung der nachstehenden Gleichung (6) ausgeführt, wobei dann die Berechnung der nachfolgenden Gleichungen (7) ausgeführt wird. In den Gleichungen (7) bedeuten K_{p1} , K_{p2} , K_{i1} , K_{i2} Koeffizienten, welche derart eingestellt worden sind, daß sie den Charakteristiken des Motors entsprechen, bei welchem das Ausführungsbeispiel angewendet wird. Die Instruktionsspannungswerte V_{d1} , V_{q1} werden bestimmt durch einen Abschnitt proportional zu der Abweichung ΔI des Stroms I von dem Instruktionsstromwert I^* (der erste Term auf der rechten Seite) und durch Ansammlung der vergangenen i -Anzahl an Abweichungen ΔI (der zweite Term auf der rechten Seite).

$$\begin{aligned} \Delta I_{d1} &= I_{d1}^* - I_{d1} \\ \Delta I_{q1} &= I_{q1}^* - I_{q1} \quad (6) \\ V_{d1} &= K_{p1} \times \Delta I_{d1} + \Sigma K_{i1} \times \Delta I_{d1} \\ V_{q1} &= K_{p2} \times \Delta I_{q1} + \Sigma K_{i2} \times \Delta I_{q1} \quad (7). \end{aligned}$$

Nachfolgend führt in Schritt S278 die Steuerungs-CPU 190 eine Koordinatentransformation oder Konvertierung (von zwei Phasen auf drei Phasen) der Spannungsinstruktionswerte durch, welche in Schritt S277 bestimmt werden. Die Koordinatentransformation entspricht der inversen Transformation der drei-Phasen-Auf-Zwei-Phasen-Transformation, welche in Schritt S276 ausgeführt wird. Die Steuerungs-CPU 190 bestimmt dabei Spannungen V_{u1} , V_{v1} , V_{w1} , welche gegenwärtig an die Dreiphasen-Spulen 134 angelegt werden.

Die Spannungen werden bestimmt durch die nachfolgende Gleichung (8)

$$\begin{pmatrix} V_{u1} \\ V_{v1} \end{pmatrix} = \sqrt{\frac{2}{3}} \begin{pmatrix} \cos \theta_1 & -\sin \theta_1 \\ \cos(\theta_1 - 120) & -\sin(\theta_1 - 120) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} V_{d1} \\ V_{q1} \end{pmatrix} \quad \dots(8)$$

50

Die aktuelle Spannungssteuerung wird ausgeführt auf der Basis der "EIN"- "AUS"-Zeit der Transistoren Tr_1 - Tr_6 in dem ersten Treiberkreis 191. D.h., daß in Schritt S279 die "EIN"-Zeit jedes der Transistoren Tr_1 - Tr_6 PWM-gesteuert wird, so daß die Spannungsinstruktionswerte denen entsprechen, welche durch die Gleichung (8) bestimmt wurden.

Die Steuerung des elektrischen Motors MG2 (Schritt 280 gemäß Fig. 8) wird in einer Steuerungsroutine des elektrischen Motors MG2 ausgeführt, welche als ein Beispiel in der Fig. 10 dargestellt ist. Wenn diese Routine gestartet wird, dann stellt die Steuerungs-CPU 190 der Steuerungseinrichtung 180 ein Instruktionsdrehmomentwert T_{m2}^* des elektrischen Motors MG2 basierend auf der Gleichung (9) in Schritt S282 ein. Die Gleichung (9) kann erhalten werden aus dem Gleichgewicht der Betriebsabgleichslinie in den Abgleichskarten gemäß der Fig. 6 und 7.

60

$$T_{m2}^* = T_r^* - \frac{T_{m1}^*}{\rho} \quad \dots(9)$$

Hierauf gibt die Steuerungs-CPU 190 den Winkel θ_r der Ringradwelle 126 in Schritt S283 ein und berechnet einen elektrischen Winkel θ_2 des elektrischen Motors MG2 basierend auf dem Winkel θ_r der Radwelle 126 in Schritt S284, wie bei der Steuerung des elektrischen Motors MG (Fig. 9). Hierauf erfaßt die Steuerungs-CPU 190 Motorströme I_{u2} , I_{v2} in Schritt S295, führt eine Drei-Phasen-zu-Zwei-Phasen-Koordinatentransformation in Schritt S286 durch, berechnet



Instruktionsspannungswerte V_{d2} , V_{q2} in Schritt S278, führt eine Zwei-Phasen-zu-Drei-Phasen-Koordinatentransformation der Instruktionsspannungswerte Y_{d2} , V_{q2} in Schritt 288 durch und führt eine PWM-Steuerung unter Verwendung der bestimmten Instruktionsspannungswerte in Schritt S289 durch, genau wie bei der Steuerung des elektrischen Motors MG1. Die Betriebsvorgänge in diesen Schritten sind im wesentlichen die gleichen wie bei der Steuerung des elektrischen Motors MG1 und werden daher nicht noch einmal beschrieben.

Durch diese Steuerungsvorgänge betreibt die Kraftabgabereinrichtung 110 gemäß diesem Ausführungsbeispiel den Motor 150 an hocheffizienten Betriebspunkten und bewirkt, daß der Motor 150 eine Kraft abgibt, welche die Kraft erreicht, die notwendigerweise an die Antriebsachse 112 in Übereinstimmung mit dem Niederdruckbetrag des Gaspedals 164 angelegt werden soll und führt eine Drehmomentkonvertierung der Energie in eine gewünschte Kraft aus, und gibt Kraft an die Ringradwelle 126 und folglich an die Antriebsräder 116, 118 ab.

Basierend auf der Konstruktion und im Betrieb der Kraftabgabereinrichtung 110 und insbesondere der Konstruktion der Planetengetriebeeinheit 120 sowie der Art der Steuerung des Motors 150, des elektrischen Motors MG1 und des elektrischen Motors MG2, gemäß vorstehender Beschreibung verwendet dieses Ausführungsbeispiel ein Klappergeräuschreduziervorgehen gemäß nachfolgender Beschreibung, um das Klappergeräusch infolge Spiel in der Planetengetriebeeinheit 120 zu verringern. Das Klappergeräuschverringervorgehen des ersten Ausführungsbeispiels verringert das Klappergeräusch, welches während des sich Bewegens des Fahrzeugs auftritt, wie in der Flußkarte gemäß der Fig. 11 dargestellt wird.

Gemäß dem ersten Ausführungsbeispiel wird das Klappergeräusch verringert durch Korrigieren der Zielumdrehungsgeschwindigkeit N_e des Motors 150. Insbesondere wird das Abarbeiten von Schritt S250 gemäß Fig. 8 bezüglich der Bestimmung des Zieldrehmoments T_e^* und der Zielumdrehungsgeschwindigkeit N_e^* des Motors 150 in der in der Fig. 11 dargestellten Routine ausgeführt. In dieser Routine wird die Zielumdrehungsgeschwindigkeit N_e^* des Motors 150 aus einer Karte bestimmt, welche vorab in dem ROM 190b vorbereitet wird und zwar auf der Basis des Instruktionsdrehmomentwerts T_{m2}^* des elektrischen Motors MG2 in Schritt S300. Fig. 12 zeigt ein Beispiel einer Karte für das Erfassen der Zielumdrehungsgeschwindigkeit N_e^* des Motors 150 auf der Basis des Instruktionsdrehmomentwerts T_{m2}^* für den elektrischen Motor MG2. Gemäß vorstehender Beschreibung wird der Motor 150 an dem am meisten effizienten Betriebspunkt während der normalen Fahrt des Fahrzeugs betrieben. In diesem Ausführungsbeispiel wird der Motor 150 normalerweise bei einer Umdrehungsgeschwindigkeit von 1000 Umdrehungen/Minute betrieben. In dem Fall jedoch, wonach der Instruktionsdrehmomentwert T_{m2}^* des elektrischen Motors MG2 innerhalb des Bereichs von -20 Nm bis $+20$ Nm liegt, wird die Zielumdrehungsgeschwindigkeit N_e^* des Motors 150 auf 1400 Umdrehungen/Minute als Maximum erhöht, wie dies in der Fig. 12 gezeigt wird. Eine Anordnung für das Bestimmen, ob der Instruktionsdrehmomentwert T_{m2}^* des elektrischen Motors MG2 innerhalb des Bereichs von -20 Nm bis $+20$ Nm liegt, entspricht einer Klappergeräuschfassungseinrichtung für das Erfassen einer Bedingung für das Auftreten eines Klappergeräuschs. Eine Anordnung für ein Erhöhen der Zielumdrehungsgeschwindigkeit N_e^* des Motors 150 entspricht zusätzlich einer internen Verbrennungsmotordrehungsgeschwindigkeitssteuerungseinrichtung für das Erreichen einer Motorumdrehungsgeschwindigkeit, welche gleich oder höher ist als ein vorbestimmter Wert.

Nachdem die Zielumdrehungsgeschwindigkeit N_e^* in dieser Weise bestimmt wird, wird ein Zieldrehmoment T_e^* bestimmt durch Teilen der Abgabeenergie T_e durch die Zielumdrehungsgeschwindigkeit N_e^* in Schritt S310. Falls der Fahrzustand unverändert bleibt, verbleibt die Energie P_e , welche von dem Motor 150 gefordert wird, ebenfalls unverändert. In diesem Ausführungsbeispiel wird folglich eine konstante Abgabeenergie von dem Motor 150 und daher eine konstante Kraft für das Antreiben der Antriebsachse 112 beibehalten, selbst wenn die Umdrehungsgeschwindigkeit des Motors 150 erhöht wird. Die Anordnung für diesen Betrieb entspricht einer Antriebswellenabgabeaufrechterhaltungseinrichtung, welche eine Änderung bezüglich des Zustands der Abgabe auf die Antriebsachse ausgleicht bzw. eliminiert. Die Kraft, welche von jeder Welle der Planetengetriebeeinheit 120 während der Fahrt des Fahrzeugs aufgenommen wird, wird beispielhaft in den Fig. 6 und 7 dargestellt. Wenn der Instruktionsdrehmomentwert T_{m2}^* des elektrischen Motors MG2 innerhalb des Bereichs von -20 Nm bis $+20$ Nm liegt, bedeutet dies, daß die Abweichung des verteilten Drehmoments T_e (basierend auf dem Abgabedrehmoment T_e des Motors 150) von dem Drehmoment T_r (welches notwendiger Weise an die Ringradwelle 126 abgegeben werden muß) innerhalb eines Bereichs liegt, in welchem die Abweichung relativ klein ist, im Vergleich zu der Schwankung des Drehmoments des Motors 150, wobei folglich die Drehmomentschwankung des Motors 150 nicht durch Verwenden des elektrischen Motors MG2 ausgleichbar bzw. eliminierbar ist. Dies kann nachstehend unter Verwendung der Abgleichskarte gemäß der Fig. 6 wie folgt erläutert werden. Falls das Drehmoment T_e des Motors 150 schwankt, verhält sich die Betriebsabgleichslinie als wenn diese Oszilliert, wobei die Position der Sonnenradwelle 125 ein Hebeldrehpunkt darstellt. D.h., die Drehmomentfluktuation des Motors 150 wird direkt in dem verteilten Drehmoment T_e an der Position R der Ringradwelle 126 reflektiert und zwar als eine Schwankung der Umdrehungsgeschwindigkeit der Ringradwelle 126. Da die Rückkopplungssteuerung ausgeführt wird, derart, daß die Umdrehungsgeschwindigkeit N_r der Ringradwelle 126 gleich dem Zielwert N_r^* wird, bewirkt die Fluktuation des Abgabedrehmoments des Motors 150 entsprechende Änderungen des Drehmoments T_{m2} des elektrischen Motors MG2, wodurch ein Gleichgewicht erreicht wird.

Falls das Drehmoment des elektrischen Motors MG2 derart variiert wird, das es exakt der Drehmomentschwankung des Motors 150 folgt, bleibt die Betriebsabgleichslinie unverändert. Da jedoch der Instruktionsdrehmomentwert T_{m2}^* des elektrischen Motors MG2 relativ klein ist und da der elektrische Motor MG2 durch eine Rückkopplungssteuerung gesteuert wird und da eine Verzögerung unvermeidlich bei der Steuerung auftritt, ist es unmöglich, die Drehmomentfluktuation des Motors 150 durch die Steuerung des elektrischen Motors MG2 zu eliminieren. Aus diesem Grunde oszilliert die Betriebsabgleichslinie unvermeidlich. D.h., im Gegensatz zu einem Bezugs- oder Idealzustand, in welchem die Planetenräder 123 und das Ringrad 122 der Planetengetriebeeinheit 120 sanft mit exakt der gleichen Geschwindigkeit rotieren, erfährt die Rotation der Planetenräder 123 in Wirklichkeit eine ständig sich wiederholende Beschleunigung und Entschleunigung. Bei jeder Geschwindigkeitsänderung schlagen Zahnradzähne der Planetenzahnräder 123 gegen Zahnradzähne des Ringrads 122, wodurch Klappergeräusche erzeugt werden. In diese Ausführungsbeispiel wird die Zielumdrehungsgeschwindigkeit N_e^* des Motors 150 auf 1400 Umdrehungen/Minute als dessen Spitzenwert erhöht und zwar in-



nerhalb des Bereichs, in welchem der Instruktionsdrehmomentwert T_{m2}^* des elektrischen Motors MG2 relativ klein ist, d. h., in einem Betriebszustand, in welchem es wahrscheinlich ist, daß ein Klappergeräusch auftritt. Da die Energie P_e , welche von dem Motor 150 abgegeben wird, nicht verändert wird, selbst wenn die Umdrehungsgeschwindigkeit erhöht wird, wird das Zieldrehmoment T_e^* in solch einem Fall reduziert. Als ein Ergebnis hiervon wird die Drehmomentfluktuation des Motors 150 verringert, so daß das Problem des Auftretens von Klappergeräuschen verringert wird. Da darüber hinaus die Umdrehungsgeschwindigkeit der Planetenräder 123 relativ zu jener des Ringrades 122 erhöht wird, werden die Zahnradzähne der Planetenräder 123 gegen die Zahnradzähne des Ringrads 122 gepreßt, wodurch das Auftreten von Klappergeräuschen im wesentlichen vermieden wird.

In dem ersten Ausführungsbeispiel wird die abgegebene Energie P_e des Motors 150 nicht geändert sondern das Zieldrehmoment T_e^* wird reduziert entsprechend einer Erhöhung der Zielumdrehungsgeschwindigkeit N_e^* . Wenn die Zielumdrehungsgeschwindigkeit N_e^* und das Zieldrehmoment T_e^* verändert werden, dann steuert die EFIECU 170 den Öffnungs- und Schließzeitpunkt für das Einlaßventil 150a unter Verwendung des VVT 153 und steuert das Öffnen des Drosselventils 166 durch Steuern des Aktuators 168, derart, das die Umdrehungsgeschwindigkeit N_e und das Drehmoment T_e des Motors 150 auf eine gewünschte Beziehung eingestellt wird.

Ein zweites Ausführungsbeispiel der Erfindung wird nachstehend beschrieben. Ein Klappergeräuschverringungsverfahren gemäß dem zweiten Ausführungsbeispiel reduziert das Geräusch infolge Spiel, welches dann auftritt, wenn das Fahrzeug in angehaltenem Zustand verbleibt. Eine Steuerroutine für diesen Betrieb ist in der Fig. 13 dargestellt. Wenn die Drehmomentsteuerroutine gemäß der Fig. 8 während eines Stops des Fahrzeugs gestartet wird, wird eine Krafterzeugungsforderung in Schritt S400 eingegeben. Normalerweise ist der Betriebszweck des Motors 150 während einer Anhaltphase eines Fahrzeugs darin zu sehen, daß eine Leistungs- bzw. Energieerzeugung bewirkt wird, um beispielsweise die Batterie 194 aufzuladen, falls kein weiteres Zubehörteil oder ähnliches betrieben wird. Da während eines Stops die Antriebsachse 112 nicht gedreht wird, ist der elektrische Motor MG1 für eine Energieerzeugung verwendbar. Nachdem eine Energieerzeugungsforderung bestimmt ist, wobei der Ladezustand der Batterie 194 in Betracht gezogen wird, wird der Leistungs- bzw. Energieverbrauch durch Zubehörbauteile und ähnlichem eingegeben, wobei die Steuereinrichtung 180 eine Ausgangsenergie P_e des Motors 150 in Übereinstimmung mit der Energieerzeugungsforderung gemäß Schritt S410 berechnet.

Nachfolgend wird in Schritt S420 überprüft, ob das Fahrzeug in angehaltenem Zustand verbleibt. Diese Überprüfung, ob das Fahrzeug in angehaltenem Zustand verbleibt, kann durchgeführt werden durch Erfassen einer Umdrehungsgeschwindigkeit der Antriebsachse 112 oder durch Erfassen einer Schaltposition SP unter Verwendung des Schaltpositionssensors 184. Falls bestätigt wird, daß das Fahrzeug in angehaltenem Zustand verbleibt, bestimmt die Steuerungseinrichtung 180 in Schritt S430, ob die Ausgangsenergie P_e des Motors 150 berechnet in Schritt S410 sich innerhalb des Bereichs von 0 bis zu einem vorbestimmten Wert der Energie P_e (4 kW gemäß diesem Ausführungsbeispiel) befindet. Falls die Abgabeenergie P_e des Motors 150 gleich oder größer als 4 kW ist, dann setzt die Steuereinrichtung 180 1 auf einen Flag SXg in Schritt S440. Falls im Gegensatz hierzu die Ausgangsenergie P_e des Motors 150 innerhalb des Bereichs (0 bis 4 kW gemäß diesem Ausführungsbeispiel) liegt, dann erneuert die Steuereinrichtung 150 den Flag SXg auf 0 gemäß Schritt S442 und stellt die Abgabeenergie P_e des Motors 150 in Schritt S444 auf zwei kW.

Falls in Schritt S420 bestimmt wird, daß das Fahrzeug nicht angehalten ist oder falls in Schritt S430 bestimmt wird, daß die berechnete Abgabeenergie P_e gleich oder kleiner als 0 ist, dann wird der Flag SXg in Schritt S446 auf 0 zurückgesetzt. Nachdem die Ausgangsenergie P_e des Motors 150 bestimmt ist und der Flag SXg gesetzt ist (Schritte S400-S446) dann stellt die Steuerungs-CPU 190 ein Zieldrehmoment T_e^* und eine Zielumdrehungsgeschwindigkeit N_e^* des Motors 150 basierend auf eine Abgabeenergie P_e in Schritt S450 ein. Das Zieldrehmoment T_e^* und die Zielumdrehungsgeschwindigkeit N_e^* des Motors 150 werden derart eingestellt, daß eine gute Betriebseffizienz des Motors 150 mit der Abgabeenergie P_e erreicht wird.

Nachdem die Zielumdrehungsgeschwindigkeit N_s^* der Sonnenradwelle 125 in Schritt S460 eingestellt ist, wird der elektrische Motor MG1 in Schritt S270 gesteuert, wie dies in dem ersten Ausführungsbeispiel der Fall ist. Die Umdrehungsgeschwindigkeit N_s der Sonnenradwelle 125 wird unter Verwendung der Gleichung (2) berechnet.

In der Routine gemäß dem zweiten Ausführungsbeispiel wird der elektrische Motor MG2 in Schritt S480 gesteuert, wobei der Motor 150 in Schritt S490 gesteuert wird. Da die Umdrehungsgeschwindigkeit der Antriebsachse 112 null ist, während das Fahrzeug angehalten ist, wird der elektrische Motor MG2 derart gesteuert, daß der elektrische Motor MG2 nicht gedreht wird, da die Antriebsräder 116, 118, welche mit dem Boden in Kontakt sind angehalten sind, wird die Antriebsachse 112 nicht gedreht, d. h., der elektrische Motor MG2 verbleibt im Ruhezustand ohne das Erfordernis, den elektrischen Motor MG2 durch eine entsprechende Energiebeaufschlagung zu blockieren, solange eine Kraft, die auf die Antriebsachse 112 einwirkt, um diese zu drehen, erzeugt durch das Drehmoment T_e , verteilt auf die Sonnenradwelle 125 aus dem Drehmoment T_e des Motors 150, die statische Reibungskraft nicht überschreitet, welche durch den statischen Reibungskoeffizienten bestimmt ist. Da jedoch ein Fall auftreten kann, wonach das Fahrzeug auf einer Straßenoberfläche mit einem niedrigen Renigungskoeffizienten angehalten ist, beispielsweise auf einer vereisten Straßenoberfläche, ist es normalerweise bevorzugt, daß ein Permanentstrom an die Drei-Phasen-Spulen 144 des elektrischen Motors MG2 angelegt wird, um die Drehwelle des elektrischen Motors MG2 zu verriegeln. Wenn die Steuerung zur Verriegelung des elektrischen Motors MG2 in dem Schritt S480 ausgeführt wird, dann wird eine externe Kraft, welche für ein Rotieren des Rotors des elektrischen Motors MG2 an diesen angelegt wird, entgegengewirkt durch das Reaktionsdrehmoment welches durch den elektrischen Motors MG2 erzeugt wird, wodurch der Rotor in einer fixierten bzw. feststehenden Position gehalten wird.

Durch das Ausführen der Drehmomentsteuerung gemäß Fig. 13 wird die Ausgangsenergie des Motors 150 aufrechterhalten, falls das Fahrzeug angehalten wird oder falls die Energie P_e , welche auf der Basis der Energieerzeugungsforderung bestimmt ist, sich außerhalb des Bereichs von 0 bis 4 kW befindet, obgleich das Fahrzeug angehalten ist. Wenn im Gegensatz hierzu das Fahrzeug gestoppt wird und die berechnete Ausgangsenergie P_e des Motors 150 sich innerhalb des Bereichs von 0 bis 4 kW befindet, dann wird die Ausgangsenergie P_e des Motors 150 auf zwei kW eingestellt.

Der so eingestellte Wert der Ausgangsenergie P_e des Motors 150 wird von der Steuerungs-CPU 190 an die EFIECU



170 über den Verbindungsanschluß ausgegeben. Aus diesem Grunde steuert die EFIECU 170 die Öffnung des Drosselventils 166 des Motors 150, den Kraftstoffeinspritzbetrag, die Öffnungs- und Schließzeiten des Einlaßventils 150a unter Verwendung der VVT 153 und ähnliches, so daß die aktuelle Abgabeenergie des Motors 150 sich dem eingestellten Energiewert angleicht. Das Klappergeräusch kann lediglich durch den Betrieb reduziert werden, wie in der Fig. 13 dargestellt ist. Jedoch führt das zweite Ausführungsbeispiel auch einen weiteren Betrieb zur Reduktion des Klappergeräusches aus, d. h., den Betrieb gemäß Schritt S450 bezüglich des Einstellens einer Zielumdrehungsgeschwindigkeit N_e^* des Motors 150. Dieser Betrieb ist im einzelnen in Fig. 14 dargestellt. Wenn der Betrieb gemäß Fig. 14 gestartet wird, dann wird der Wert des Flags SXg in Schritt S452 erfaßt. Falls der Wert des Flags SXg 1 ist, dann wird die Umdrehungsgeschwindigkeit N_e^* des Motors 150 auf eine vorbestimmte Umdrehungsgeschwindigkeit eingestellt (120 Umdrehung/Minute gemäß diesem Ausführungsbeispiel), welche höher ist als die normale Umdrehungsgeschwindigkeit und zwar in Schritt S454. Falls der Wert des Flags SXg nicht 1 ist, dann wird eine Umdrehungsgeschwindigkeit N_e^* in Übereinstimmung mit den Bedingungen für einen hocheffizienten Betrieb des Motors 150 in Schritt S455 eingestellt. D.h., ein Zieldrehmoment T_e^* des Motors 150 wird in Schritt S456 bestimmt auf der Basis der Ausgangsenergie P_e des Motors 150 und der Zielumdrehungsgeschwindigkeit N_e^* , bestimmt in den Schritten S454 oder S455. Das Zieldrehmoment T_e^* kann bestimmt werden durch Dividieren der Ausgangsenergie P_e durch die Zielumdrehungsgeschwindigkeit N_e^* . Durch Ausführen des Betriebs gemäß der Fig. 14 wird ein Betriebspunkt des Motors 150 mit einer vorbestimmten Abgabeenergie P_e eingestellt.

Durch Ausführen der Betriebsvorgänge, welche in den Fig. 13 und 14 dargestellt sind, wird das Klappergeräusch in der Planetengetriebeeinheit 120 erheblich verringert. Es wird nachfolgend beschrieben, in welcher Weise das Klappergeräusch verringert wird. Als erstes wird hierfür der Mechanismus für das Erzeugen eines Klappergeräusches während des Stillstands des Fahrzeugs beschrieben. In einem Fall, wonach das Fahrzeug sich in Stillstand befindet, jedoch der Motor 150 betrieben wird, wird die Ringradwelle 126 der Planetengetriebeeinheit 120 durch den elektrischen Motor MG2 verriegelt, so daß die Umdrehungsgeschwindigkeit der Ringradwelle 126 permanent auf dem Wert 0 verbleibt, wie dies in der Fig. 15 angezeigt wird. Ein Drehmomentgleichgewicht wird unter dem Drehmoment T_e , erzeugt durch den Motor 150, dem Drehmoment T_{m1} aus dem elektrischen Motor MG1, welches an die Sonnenradwelle 125 angelegt wird und dem Reaktionsdrehmoment T_{m2} aus dem elektrischen Motor MG2 erreicht, welches an die Ringradwelle 126 angelegt wird. Da die Umdrehungsgeschwindigkeit der Ringradwelle 126 null beträgt, bewirken Schwankungen des Ausgangsdrehmoments T_e des Motors 150, daß die Betriebsabgleichslinie einfach ein Verhalten aufzeigt, als ob diese oszilliert, wobei die Position R der Ringradwelle 126 ein Drehpunkt bzw. eine Drehachse darstellt. Falls die Umdrehungsgeschwindigkeit N_s der Sonnenradwelle 125 auf eine Zielumdrehungsgeschwindigkeit N_s^* rückkopplungsgesteuert wird, ändert das Drehmoment T_{m1} des elektrischen Motors MG1 das Verhalten bezüglich des Nachfolgens der Schwankungen des Ausgangsdrehmoments des Motors 150, wodurch ein Gleichgewicht erhalten wird. Falls das Drehmoment des elektrischen Motors MG1 derart variiert wird, daß es exakt den Drehmomentschwankungen des Motors 150 folgt, wird die Betriebsabgleichslinie unbeweglich gehalten. Da jedoch der elektrische Motor MG1 durch Rückkopplungssteuerung gesteuert wird und da eine Verzögerung unweigerlich bei der Steuerung auftritt, ist es praktisch unmöglich, die Drehmomentfluktuation des Drehmoments 150 durch eine Steuerung des elektrischen Motors MG1 zu eliminieren. Aus diesem Grunde entsteht unweigerlich eine Oszillation der Betriebsabgleichslinie. D.h., im Gegensatz zu einem Bezugs- oder Idealzustand wonach die Planetenräder 123 und das Sonnenrad 121 der Planetengetriebeeinheit 120 sanft mit exakt der gleichen Geschwindigkeit drehen, erfahren die Planetenräder 123 in Wirklichkeit eine permanent sich wiederholende Umdrehungsbeschleunigung und -entschleunigung.

Bei jeder Geschwindigkeitsänderung schlagen die Zähne der Planetenräder 123 gegen die Zähne des Sonnenrads 121, wodurch Klappergeräusche erzeugt werden.

Unter Beachtung dieses Mechanismus' bezüglich der Erzeugung eines Klappergeräusches, läßt es sich verstehen, das ein Klappergeräusch wahrscheinlich dann auftritt, wenn die Drehmomentschwankung des Motors 150 groß ist. Die Drehmomentschwankung des Motors 150 ist jedoch groß, wenn die Ausgangsenergie des Motors 150 gleich oder größer als 2 kW ist. Wenn gemäß dem zweiten Ausführungsbeispiel das Fahrzeug gestoppt ist und der Motor 150 betrieben wird mit einer Abgabeenergie von kleiner als 4 kW, dann wird die Abgabeenergie auf 2 kW durch eine entsprechende Steuerung begrenzt. Als ein Ergebnis hiervon wird der Motor 150 innerhalb eines Bereichs betrieben, in welchem die Drehmomentschwankung klein ist. Aus diesem Grunde wird das Klappergeräusch reduziert. Dieser Betrieb entspricht einer Verbrennungsmotordrehungsgeschwindigkeitssteuerungseinrichtung für das Erreichen einer Umdrehungsgeschwindigkeit gleich oder höher als ein vorbestimmter Wert während des Änderns der Abgabeenergie des Verbrennungsmotors. Darüber hinaus ist der Motor 150 gemäß diesem Ausführungsbeispiel mit einer VVT 153 ausgerüstet. Unter Verwendung der VVT 153 verändert dieses Ausführungsbeispiel die Öffnungs- und Schließzeiten des Einlaßventils 150a, um die Drehmomentfluktuation zu minimieren, während eine konstante Abgabeenergie des Motors 150 beibehalten wird. Dieser Betrieb in dem zweiten Ausführungsbeispiel verringert ebenfalls das Klappergeräusch.

Falls die Abgabeenergie gleich oder größer als 4 kW ist, verringert dieses Ausführungsbeispiel das Klappergeräusch durch Erhöhen der Umdrehungsgeschwindigkeit auf 1200 Umdrehungen/Minute (Schritt S454 in Fig. 14) und zwar ohne Änderung der Abgabeenergie. Falls die Abgabeenergie, welche für den Motor 150 gefordert ist, größer als 4 kW ist, beispielsweise zum Zweck des Ladens der Batterie 194, ist es nicht annehmbar, die Abgabeenergie des Motors 150 zu reduzieren. In solch einem Fall wird folglich die erforderliche Energie aufrechterhalten, jedoch die Umdrehungsgeschwindigkeit erhöht. Die Erhöhung der Umdrehungsgeschwindigkeit des Motors 150 bewirkt einen Zustand der Planetengetriebeeinheit 120, in welchem die Planetenräder 123 rotieren, während deren Zähne permanent in geschlossenem oder angepreßtem Kontakt mit den Zähnen des Sonnenrads 121 stehen, wodurch das Klappergeräusch durch Aufschlagen zwischen den Zähnen verringert wird.

Obgleich ein spezielles Verfahren für ein Ändern der Abgabeenergie P_e des Motors 150 vorstehend nicht beschrieben wird, so kann die Abgabeenergie des Motors 150 dennoch in einfacher Weise in dem zweiten Ausführungsbeispiel geändert werden, da das Drosselventil 166 für ein Verändern der Menge an Luft, die vom Motor 150 eingesaugt wird durch den Aktuator 186 betrieben wird. In einem Fall, wonach die Zielumdrehungsgeschwindigkeit N_s^* derart geändert wird,



daß die Umdrehungsgeschwindigkeit der Sonnenradwelle 126 durch den elektrischen Motor MG2 erhöht wird und als ein Ergebnis hiervon die Umdrehungsgeschwindigkeit der Kurbelwelle 156 erhöht wird, betreibt das zweite Ausführungsbeispiel zusätzlich das Drosselventil 166 in die Schließrichtung, um eine konstante Abgabeenergie des Motors 150 beizubehalten.

- 5 Bei der Anwendung an einem Hybridfahrzeug, ausgerüstet mit einer Kraftabgabeeinrichtung 110, in welcher die Planetengetriebeeinheit 120 eingefügt ist, ist das zweite Ausführungsbeispiel in der Lage, das Klappergeräusch in der Planetengetriebeeinheit 120 zu verringern, während das Fahrzeug in unbewegtem Zustand verbleibt.

- Ein drittes Ausführungsbeispiel der Erfindung wird nachstehend beschrieben. Das dritte Ausführungsbeispiel hat im wesentlichen die gleiche Hardware-Konstruktion wie das zweite Ausführungsbeispiel und reduziert das Klappergeräusch, während das Fahrzeug in angehaltenem Zustand verbleibt, in der gleichen Weise wie das zweite Ausführungsbeispiel eine Drehmomentsteuerungsroutine in dem dritten Ausführungsbeispiel ist teilweise in der Fig. 16 dargestellt. Die Drehmomentsteuerungsroutine gemäß dem dritten Ausführungsbeispiel ist im wesentlichen die gleiche, wie die Steueroutine, welche in der Fig. 13 dargestellt ist, mit Ausnahme der Schritte S420 bis S446 in Fig. 13, auf welche verzichtet wird und des Betriebs gemäß Schritt S450 bezüglich der Bestimmung des Zieldrehmoments T_e^* und einer Zielumdrehungsgeschwindigkeit N_e^* des Motors, welcher ersetzt ist durch die Schritte S457 und S458, wie aus der Illustration gemäß der Fig. 16 eindeutig entnommen werden kann. Nachdem der Schritt S410 ausgeführt ist, werden die Schritte S457 und S458 ausgeführt, welche unmittelbar von den Schritten S460 bis 490 gemäß Fig. 13 gefolgt sind. Bei der Drehmomentsteuerungsroutine gemäß dem dritten Ausführungsbeispiel wird folglich auf eine Energieerzeugungsforderung eine Abgabeenergie P_e des Motors 150 berechnet, wobei die Abgabeenergie P_e des Motors 150 hierauf nicht begrenzt oder geändert wird. D.h., nachdem eine Abgabeenergie P_e des Motors 150 in Übereinstimmung mit der Leistungserzeugungsforderung in Schritt S410 berechnet ist, wird eine Zielumdrehungsgeschwindigkeit N_e^* des Motors 150 aus einer in dem ROM 190b oder ähnlichem abgespeicherten Karte in Schritt S475 bestimmt und zwar auf der Basis der Abgabeenergie P_e des Motors 150. Ein Beispiel für die Karte ist in der Fig. 17 dargestellt. Hierauf wird ein Zieldrehmoment T_e^* des Motors 150 bestimmt durch Dividieren der Abgabeenergie P_e des Motors 150 durch die Zielumdrehungsgeschwindigkeit N_e^* in Schritt S158.

- In dem dritten Ausführungsbeispiel gemäß vorstehender Beschreibung wird die Zielumdrehungsgeschwindigkeit N_e^* des Motors 150 erhöht, wenn die Ausgangsenergie P_e des Motors 150 innerhalb des Bereichs von 2 kW bis 4 kW erhöht wird, wie dies in der Fig. 17 dargestellt ist. Wenn aus diesem Grund die Drehmomentschwankung erhöht wird, dann wird die Umdrehungsgeschwindigkeit N_e^* des Motors 150 durch Steuerung auf erhöhte Umdrehungsgeschwindigkeiten eingestellt, so daß in der Planetengetriebeeinheit 120 die Zähne der Planetenräder 123 in geschlossenem bzw. angepreßtem Kämmeingriff mit den Zähnen des Sonnenrads 121 kommen, wodurch das Klappergeräusch reduziert wird.

- Ein viertes Ausführungsbeispiel der Erfindung wird nachstehend beschrieben. Das vierte Ausführungsbeispiel reduziert ebenfalls das Klappergeräusch, während sich das Fahrzeug in angehaltenem Zustand befindet. Jedoch bewirkt das vierte Ausführungsbeispiel keine Begrenzung der Abgabeenergie des Motors 150 oder Erhöhung der Zielumdrehungsgeschwindigkeit N_e^* während der Drehmomentsteuerungsroutine. In diesem Ausführungsbeispiel wird ein Abgabeenergie P_e des Motors 150 unmittelbar aus dem geforderten Leistungserzeugungsbetrag bestimmt, wobei eine Zielumdrehungsgeschwindigkeit N_e^* bestimmt wird ohne Beachtung des Klappergeräusch. In dem vierten Ausführungsbeispiel führt die EFIECU 170 auf das Empfangen der Abgabeenergie P_e des Motors 150, berechnet und eingestellt durch die Steuerungs-CPU 190, eine Drosselöffnungseinstellung aus, wie sie in der Fig. 18 dargestellt ist. Zuerst bestimmt die EFIECU 170 in Schritt S500, ob die Abgabeenergie P_e von der Steuerungs-CPU 190 gleich oder größer ist als ein vorbestimmter Wert X. Falls die Abgabeenergie P_e gleich oder größer ist als der vorbestimmte Wert X schreitet die EFIECU 170 auf Schritt S510 fort, wobei die Öffnung des Drosselventils 116, betrieben durch den Aktuator 168, auf einen Wert begrenzt wird, der kleiner ist als der Wert entsprechend der Abgabeenergie P_e , bestimmt durch die Steuerungs-CPU 190. Das Ausmaß an Begrenzung oder Reduktion der aktuellen Abgabeenergie des Motors 150 kann bestimmt werden auf der Basis des Bereichs, in welchem das Klappergeräusch in der Planetengetriebeeinheit 120 erzeugt wird. Durch Begrenzen der Öffnung des Drosselventils 166 in dieser Weise vermeidet dieses Ausführungsbeispiel, den Motor 150 in dem Bereich zu betreiben, in welchem die Drehmomentschwankung des Motors 150 groß wird, wodurch das Klappergeräusch vermieden wird. In diesem Ausführungsbeispiel kann die Energie, welche ursprünglich erforderlich ist, nicht von dem Motor 150 in dem vorstehend beschriebenen Fall abgeleitet werden, so daß der Betrag an Leistungserzeugung durch den elektrischen Motor MG1 kleiner wird als der Wert P_e , eingestellt durch die Drehmomentsteuerungsroutine. Da jedoch der elektrische Motor MG1 die Leistungserzeugung ausführt, wird die Batterie 194 schließlich vollständig geladen, obgleich die Ladezeit länger wird als jene, welche durch die Steuerungseinrichtung 180 eingestellt worden ist.

- Die Ausführungsbeispiele der Erfindung wurden in Zusammenhang mit dem Klappergeräuschverringerungsverfahren in der Kraftabgabeeinrichtung 110 beschrieben für das Eingeben und Abgeben von Kraft unter Verwendung der Planetengetriebeeinheit 12 durch geeignetes Kombinieren von Kraft aus dem Motor 150, Kraft aus dem elektrischen Motor MG1 und Kraft aus dem elektrischen Motor MG2, wobei die Kraftabgabeeinrichtung 110 die Klappergeräuschverringerungsverfahren verwendet und wobei das Hybridfahrzeug mit der Kraftabgabeeinrichtung 110 ausgerüstet ist. Da jedoch Klappergeräusche im wesentlichen bei jeder Art der Verbindung zwischen den Wellen der Planetengetriebeeinheit 120 und dem Motor 150, dem elektrischen Motor MG1 und dem elektrischen Motor MG2 auftreten, kann das Klappergeräuschreduzierungsverfahren der Erfindung bei verschiedenen Kraftabgabeeinrichtungen mit unterschiedlichen Konstruktionen angewendet werden.

- Obgleich beispielsweise bei der Kraftabgabeeinrichtung 110 gemäß dem vorstehenden Ausführungsbeispielen die auf die Ringradwelle 126 abgegebene Kraft über eine Zahnrad abgeleitet wird, das zwischen dem elektrischen Motor MG und dem elektrischen Motor MG2 angeordnet ist, d. h., das Kraftabgabezahnrad 128, welches an das Ringrad 122 angeschlossen ist, ist es genauso möglich, Kraft über das Gehäuse 115 abzuleiten, auf welches eine Verlängerung der Ringradwelle 126 angeschlossen ist, wie bei einer Kraftabgabeeinrichtung 110A gemäß einer in der Fig. 19 dargestellten Modifikation. Darüber hinaus ist es auch möglich, die Planetengetriebeeinheit 120, den elektrischen Motor MG2 sowie den elektrischen Motor MG1 in dieser Reihenfolge anzuordnen, wobei auf Seiten des Motors 150 damit begonnen wird.



In diesem Modifikationen tritt auch das Problem des Auftretens von Klappergeräuschen in Erscheinung, so daß das Klappergeräuschreduziervorgehen effektiv ist, obgleich nicht dargestellt oder beschrieben, sind auch weitere Anordnungen genauso möglich.

Ein fünftes Ausführungsbeispiel der Erfindung wird nachstehend beschrieben. Das fünfte Ausführungsbeispiel reduziert das Klappergeräusch in einem elektrischen Drehmomentkonverter 600. Die Fig. 20 ist eine schematische Darstellung der Konstruktion einer Kraftabgabeeinrichtung 610, die in dem elektrischen Drehmomentkonverter 600 gemäß dieser Erfindung eingebaut ist. Die Kraftabgabeeinrichtung 610 ist an einen Motor 612 durch ein Schwungrad und einen Dämpfer 630 angeschlossen. Eine Ausgangswelle 626 des elektrischen Drehmomentkonverters 600 ist an ein Automatikgetriebe 620 mit einem zusätzlichen Getriebe (nicht gezeigt) als eine erste Gangstufe angeschlossen.

Der elektrische Drehmomentkonverter 600 enthält einen Motor-Generator 614, der in der Lage ist, anzutreiben, bzw. zu erzeugen, sowie eine Planetengetriebeeinheit 616 mit einem Sonnenrad, einem Ringrad und Planetenrädern. Das Sonnenrad der Planetengetriebeeinheit 616 hat eine Hohlwelle, durch welche eine Ausgangswelle 618 sich erstreckt, die an den Dämpfer 630 angeschlossen ist. Die Ausgangswelle 618 ist an das Ringrad der Planetengetriebeeinheit 616 durch eine erste Kupplung CE1 anschließbar. Die Drehwelle 619 ist an den Rotor des Motor-Generators 614 angeschlossen und ist auch an das Sonnenrad der Planetengetriebeeinheit 616 angeschlossen. Die Drehwelle 619 ist an die Planetenräder der Planetengetriebeeinheit 616 durch eine zweite Kupplung CE2 anschließbar. Die Planetenräder sind an der Ausgangswelle 626 des elektrischen Drehmomentkonverters 600 angeschlossen. In diesem Ausführungsbeispiel ist das Übersetzungsverhältnis p der Planetengetriebeeinheit 616 auf ungefähr 0.5 ausgelegt.

Der Grundbetrieb des elektrischen Drehmomentkonverters 600 mit der vorstehend beschriebenen Konstruktion wird nachstehend erläutert. Als erstes wird die erste Kupplung CE1 eingerückt, wobei die zweite Kupplung CE2 ausgerückt wird. Wenn in diesem Zustand der Strom durch die Dreiphasen-Spulen des Motor-Generators 614 auf 0 eingestellt ist, bewirkt eine Kraft, die von dem Motor 612 auf das Ringrad der Planetengetriebeeinheit 616 übertragen wird, keine Umdrehung der Planetenräder, da der übertragenen Kraft nicht durch eine Reaktionskraft entgegengetreten wird. Aus diesem Grunde wird die Abgabe von der Ausgangswelle 626 null, so daß das Fahrzeug in angehaltenem Zustand verbleibt. Falls der Strom durch die Spulen des Motor-Generators 614 von null aus graduell erhöht wird, wird auch die Reaktionskraft aufgenommen vom Sonnenrad des Motors-Generators 614 graduell erhöht, so daß ein Drehmoment graduell von dem Motor 612 auf die Ausgangswelle 626 übertragen wird. Basierend auf dem mechanischen Prinzip der Planetengetriebeeinheit 616 ist dieses Ausführungsbeispiel, bei welchem das Übersetzungsverhältnis $p = 0.5$ ist, in der Lage, ein Drehmoment abzugeben, welches das ungefähr 1.5-fache des Drehmoments T_e des Motors 612 ist, und zwar von den Planetenrädern auf die Ausgangswelle 626 durch den Motor-Generator 614, welcher ein Drehmoment bewältigt, das ungefähr halb so groß des Motordrehmoments T_e ist. D.h., daß der elektrische Drehmomentkonverter 600 in der Lage ist, ein Drehmoment von $(1+p)$ -fache des Motordrehmoments T_e als Maximum abzugeben, um das Fahrzeug anzufahren.

Wenn in dem elektrischen Drehmomentkonverter 600 das Ausgangsdrehmoment des Motors 612 fluktuert, dann tritt ein Aufprall zwischen den Zähnen der Zahnäder in der Planetengetriebeeinheit 616 zum Zeitpunkt eines Beschleunigens und Entschleunigens der Zahnradumdrehungsgeschwindigkeiten auf, wodurch Klappergeräusche erzeugt werden. Aus diesem Grunde kann wie in dem ersten Ausführungsbeispiel, das Klappergeräusch in der Planetengetriebeeinheit 616 reduziert werden durch Verringern der Abgabeenergie des Motors 612 oder durch Erhöhen der Zielumdrehungsgeschwindigkeit des Motors 612, falls die Abgabeenergie des Motors 612 sich innerhalb eines Bereichs befindet, in welchem das Auftreten eines Klappergeräusches wahrscheinlich ist.

Während die Umdrehungsgeschwindigkeit mit Bezug auf jenes beschrieben worden ist, was vorliegend als die bevorzugten Ausführungsbeispiele betrachtet wird, sei darauf hingewiesen, daß die Erfindung nicht auf die vorstehend offenbarten Ausführungsbeispiele oder Konstruktionen beschränkt ist. Im Gegenteil kann die Erfindung in verschiedenen Weisen angewandt werden, ohne daß hierdurch vom Geist der Erfindung abgewichen wird. Obgleich beispielsweise die vorstehenden Ausführungsbeispiele verschiedene Steuerungen unter der Annahme ausführen, daß die Zustände bzw. Bedingungen für das Auftreten eines Klappergeräusches vorbestimmt sind und daß die Bedingungen für das Auftreten von Klappergeräuschen zu dem Zeitpunkt einer vorbestimmten Umdrehungsgeschwindigkeit oder einer vorbestimmten Abgabeenergie erreicht werden, ist es auch möglich, unmittelbar das Auftreten eines Klappergeräusches zu erfassen und zwar durch Anordnen eines Akustiksensors in einem Fahrzeug für das tatsächliche gegenwärtige Erfassen eines Klappergeräusches. Es ist auch möglich, das Auftreten eines Klappergeräusches unmittelbar zu erfassen durch Verwenden eines Vibrationssensors, der in der Planetengetriebeeinheit vorgesehen ist. Des weiteren ist es unter Beachtung der Tatsache, daß Klappergeräusche mit hoher Wahrscheinlichkeit in einem Bereich auftreten, in welchem die Motordrehmoment-schwankung groß ist, darüber hinaus auch möglich, ein Zustand für das Auftreten eines Klappergeräusches zu erfassen durch direktes oder indirektes Erfassen einer Motordrehmomentschwankung.

Ein Klappergeräuschreduziervorgehen verwertet Klappergeräusche in einer Planetengetriebeeinheit in einem Hybridfahrzeug, die innerhalb vorbestimmter Betriebsbereiche auftreten, wenn das Fahrzeug stoppt oder sich bewegt. Falls die Ausgangsenergie eines Motors sich innerhalb eines vorbestimmten Bereichs befindet, wird der Motor derart gesteuert, daß die Ausgangsenergie von diesem einen vorbestimmten Wert annimmt. In dem vorstehend beschriebenen Fall ist es auch möglich, die Umdrehungsgeschwindigkeiten der Zahnäder zu erhöhen, an welchem Klappergeräusche auftreten. Dieser Betrieb verhindert, daß der Motor innerhalb eines Bereichs betrieben wird, in welchem eine Drehmomentschwankung groß ist, wodurch Geräusche infolge Spiel reduziert werden. Darüber hinaus wird durch Einstellen relativ hoher Umdrehungsgeschwindigkeiten jene Kraft erhöht, die ein Anpressen der Zahnäder aneinander bewirkt, so daß das Auftreten von Geräuschen infolge Spiel kontrolliert wird.

Patentansprüche

1. Verfahren zur Verringerung eines Klappergeräusches welches in einem Getriebemechanismus mit zumindest einer ersten Welle, einer zweiten Welle und einer dritten Welle auftritt, wobei die erste Welle an eine Abtriebswelle eines Verbrennungsmotors, welcher als eine Energiequelle vorgesehen ist, angeschlossen ist, die zweite Welle an eine



Antriebsachse als eine Last angeschlossen ist und die dritte Welle an einen elektrischen Motor angeschlossen ist, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Vorliegen einer Bedingung, welche das Auftreten eines Klappergeräuschs zwischen Zahnrädern des Getriebemechanismus' anzeigt, erfaßt wird, und daß ein Drehmoment, welches zwischen den Zahnrädern übertragen wird, auf zumindest einen vorbestimmten Wert eingestellt wird, falls das Vorliegen der Bedingung erfaßt wird.

2. Kraftabgabeeinrichtung mit

einem Verbrennungsmotor, der als eine Energiequelle vorgesehen ist und eine Ausgangswelle hat, einen Getriebemechanismus mit zumindest einer ersten Welle, einer zweiten Welle und einer dritten Welle, wobei die erste Welle an die Ausgangswelle des Verbrennungsmotors angeschlossen ist, einer Antriebsachse, die an die zweite Welle angeschlossen ist und einem elektrischen Motor, der an die dritte Welle angeschlossen ist, gekennzeichnet durch

ein Klappergeräuschbedingungserfassungsmittel für das Erfassen einer Bedingung oder einem Zustand, welches das Auftreten eines Klappergeräuschs zwischen Zahnrädern des Getriebemechanismus' anzeigt und einem Verbrennungsmotorumdrehungsgeschwindigkeitssteuerungsmittel für das Steuern einer Umdrehungsgeschwindigkeit des Verbrennungsmotors, derart, daß die Umdrehungsgeschwindigkeit gleich oder größer wird als ein vorbestimmter Wert, falls die Bedingung erfaßt wird, die das Auftreten eines Klappergeräuschs anzeigt.

3. Kraftabgabeeinrichtung nach Anspruch 2, gekennzeichnet durch ein Antriebsachsenabgabesteuerungsmittel für das Eliminieren einer Änderung des Abgabezustands der Antriebsachse verursacht durch eine Änderung der Umdrehungsgeschwindigkeit, falls die Umdrehungsgeschwindigkeit des Verbrennungsmotors durch das Verbrennungsmotorumdrehungsgeschwindigkeitssteuerungsmittel geändert ist.

4. Kraftabgabeeinrichtung nach Anspruch 2,

dadurch gekennzeichnet, daß

der Getriebemechanismus eine Planetengetriebeeinheit ist, der elektrische Motor ein erster elektrischer Motor ist, wobei ein zweiter elektrischer Motor an die Antriebsachse angeschlossen ist, und das Verbrennungsmotorumdrehungsgeschwindigkeitssteuerungsmittel die Umdrehungsgeschwindigkeit steuert durch Steuern des ersten elektrischen Motors und es zweiten elektrischen Motors, derart, daß die Umdrehungsgeschwindigkeit gleich oder größer ist als der vorbestimmte Wert ohne Änderung einer Abgabeenergie des Verbrennungsmotors.

5. Kraftabgabeeinrichtung nach Anspruch 2,

gekennzeichnet durch

ein Verbrennungsmotorbetriebssteuerungsmittel für das Verändern einer Energie, welche durch den Verbrennungsmotor abgegeben wird, wobei der Getriebemechanismus eine Planetengetriebeeinheit ist, der elektrische Motor ein erster elektrischer Motor ist, wobei ein zweiter elektrischer Motor an die Antriebsachse angeschlossen ist und

das Verbrennungsmotorumdrehungsgeschwindigkeitssteuerungsmittel die Umdrehungsgeschwindigkeit steuert durch Steuern des ersten elektrischen Motors, des zweiten elektrischen Motors und des Verbrennungsmotorbetriebssteuerungsmittel, derart, daß die Umdrehungsgeschwindigkeit gleich oder größer ist als der vorbestimmte Wert, während eine Abgabeenergie des Verbrennungsmotors geändert wird.

6. Kraftabgabeeinrichtung mit:

einem Verbrennungsmotor, der als eine Kraft- bzw. Energiequelle vorgesehen ist und eine Ausgangswelle hat, einem Getriebemechanismus mit zumindest einer ersten Welle, einer zweiten Welle und einer dritten Welle, wobei die erste Welle an die Ausgangswelle des Verbrennungsmotors angeschlossen ist, einer Antriebsachse, die an die zweite Welle angeschlossen ist und einem elektrischen Motor, der an die dritte Welle angeschlossen ist, gekennzeichnet durch

ein Klappergeräusch-Bedingungs-Erfassungsmittel für das Erfassen einer Bedingung, welches das Auftreten eines Klappergeräuschs zwischen Zahnrädern des Getriebemechanismus' anzeigt und

ein Verbrennungsmotordrehmomentsteuerungsmittel für das Steuern eines Ausgangsdrehmoments des Verbrennungsmotors, derart, daß das Ausgangsdrehmoment gleich oder kleiner wird als ein vorbestimmter Wert, falls die Bedingung erfaßt wird, die das Auftreten eines Klappergeräuschs anzeigt.

7. Kraftabgabeeinrichtung nach Anspruch 6, gekennzeichnet durch ein Antriebsachsenabgabesteuerungsmittel für das Eliminieren einer Änderung eines Abgabezustands der Antriebsachse verursacht durch eine Änderung des Drehmoments falls das Drehmoment des Verbrennungsmotors geändert wird durch Steuern mittels des Verbrennungsmotordrehmomentsteuerungsmittels.

8. Kraftabgabeeinrichtung nach Anspruch 6,

dadurch gekennzeichnet, daß

der Getriebemechanismus eine Planetengetriebeeinheit ist,

der elektrische Motor ein erster elektrischer Motor ist, wobei ein zweiter elektrischer Motor an die Antriebsachse angeschlossen ist und

das Verbrennungsmotordrehmomentsteuerungsmittel für das Steuern des Ausgangsdrehmoments durch Steuern des ersten elektrischen Motors und des zweiten elektrischen Motors vorgesehen ist, derart, daß das Ausgangsdrehmoment gleich oder kleiner ist als der vorbestimmte Wert ohne Ändern einer Ausgangsenergie des Verbrennungsmotors.

9. Kraftabgabeeinrichtung nach Anspruch 6,

gekennzeichnet durch

ein Verbrennungsmotorantriebssteuerungsmittel für das Verändern einer Energie, welche durch den Verbrennungsmotor abgegeben wird, wobei



der Getriebemechanismus eine Planetengetriebeeinheit ist, der elektrische Motor ein erster elektrischer Motor ist und wobei ein zweiter elektrischer Motor an die Antriebsachse angeschlossen ist und das Verbrennungsmotordrehmomentsteuermittel das Ausgangsdrehmoment steuert durch Steuern des ersten elektrischen Motors, des zweiten elektrischen Motors sowie des Verbrennungsmotorbetriebssteuermittels, derart, daß das Abgabedrehmoment gleich oder kleiner ist als der vorbestimmte Wert, während eine Abgabeenergie des Verbrennungsmotors geändert wird. 5

10. Kraftabgabeeinrichtung nach Anspruch 2 oder 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Bedingung, welche durch das Klappergeräuschbedingungserfassungsmittel erfaßbar ist, ein Betriebszustand der Kraftabgabeeinrichtung innerhalb eines vorbestimmten Betriebsbereichs ist.

11. Kraftabgabeeinrichtung nach Anspruch 2 oder 6, dadurch gekennzeichnet, daß das Klappergeräuschbedingungserfassungsmittel die Bedingung erfaßt, falls ein Ausgangsdrehmoment des elektrischen Motors gleich oder kleiner ist als ein erster vorbestimmter Wert und eine Schwankung des Ausgangsdrehmoments des Verbrennungsmotors gleich oder größer ist als ein zweiter vorbestimmter Wert. 10

12. Kraftabgabeeinrichtung nach Anspruch 2 oder 6, dadurch gekennzeichnet, daß das Klappergeräuschbedingungserfassungsmittel eine vorbestimmte Periode nachfolgend einem Start des Verbrennungsmotors als eine Klappergeräuschauftrittsperiode erfaßt. 15

13. Kraftabgabeeinrichtung nach Anspruch 2 oder 6, gekennzeichnet durch

ein Bremskrafteinstellmittel für ein Einstellen einer Bremskraft, die von dem elektrischen Motor an die dritte Welle anlegbar ist, wobei 20

der Getriebemechanismus eine Planetengetriebeeinheit ist und

ein Drehmoment, welches von der Ausgangswelle des Verbrennungsmotors an die Antriebsachse ausgegeben wird, durch Einstellen der Bremskraft mittels des Bremskrafteinstellmittels konvertiert ist.

14. Hybridfahrzeug, 25

gekennzeichnet durch

die Kraftabgabeeinrichtung gemäß Anspruch 2 oder 6, 30

eine sekundäre Batterie, die eine elektrische Energie speichert, welche durch den elektrischen Motor wiedergewonnen wird und die elektrische Energie an den elektrischen Motor falls notwendig abgibt,

ein Verbrennungsmotorbetriebssteuermittel für das Verändern einer Energie, welche vom Verbrennungsmotor abgegeben wird, 35

ein Zielkrafteinstellmittel für das Einstellen einer Zielkraft, welche vom Verbrennungsmotor abgegeben wird und ein Kraftsteuermittel für das Steuern einer Kraft, welches auf die Antriebsachse abgegeben wird, derart, daß die Kraft, welche auf die Antriebsachse abgegeben wird, im wesentlichen gleich der Zielkraft ist durch Steuern des Verbrennungsmotorbetriebssteuermittels und eines elektrischen Energieaustauschs zwischen dem elektrischen Motor und der Sekundärbatterie. 40

Hierzu 15 Seite(n) Zeichnungen

40

45

50

55

60

65



FIG. 1

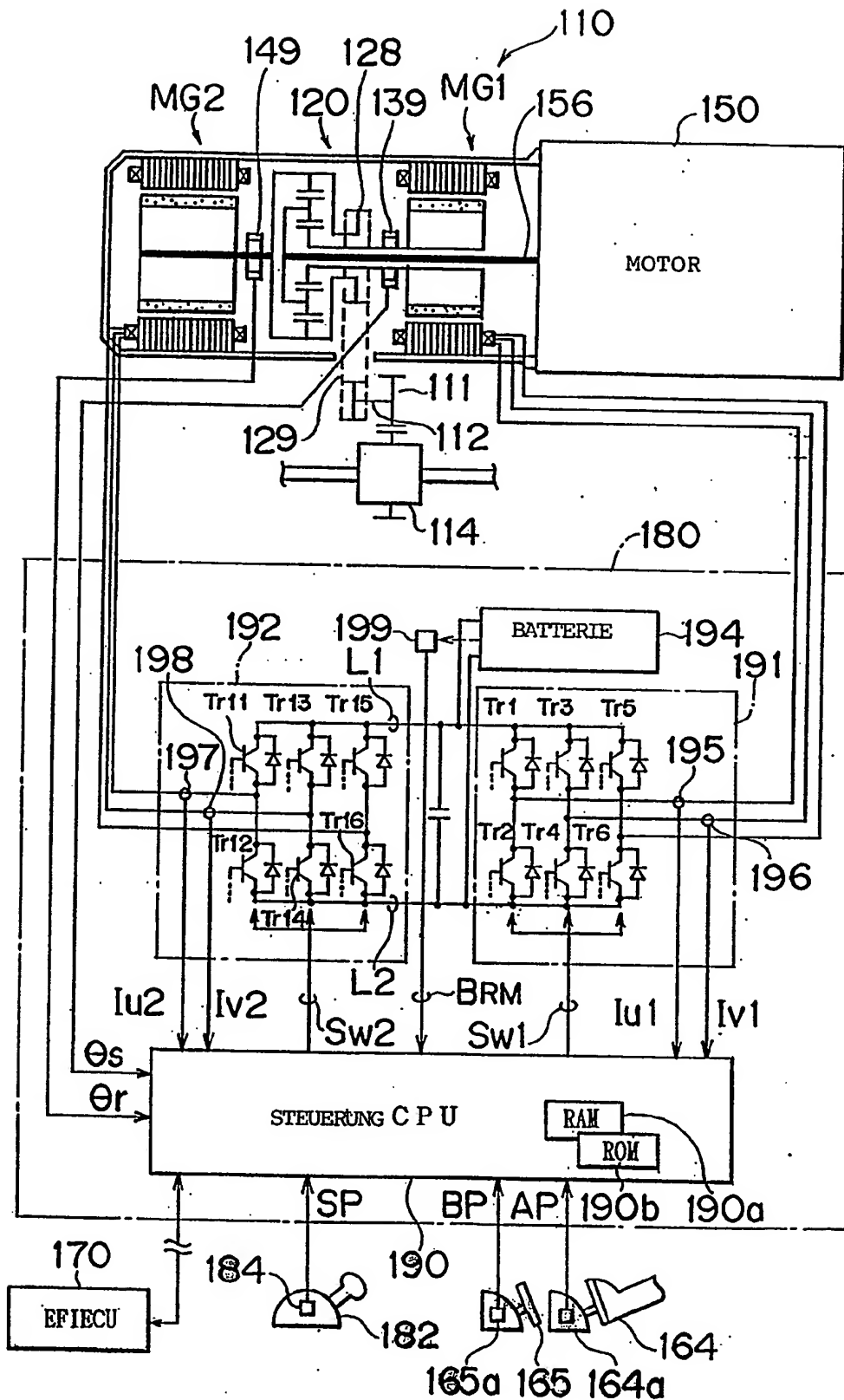


FIG. 2

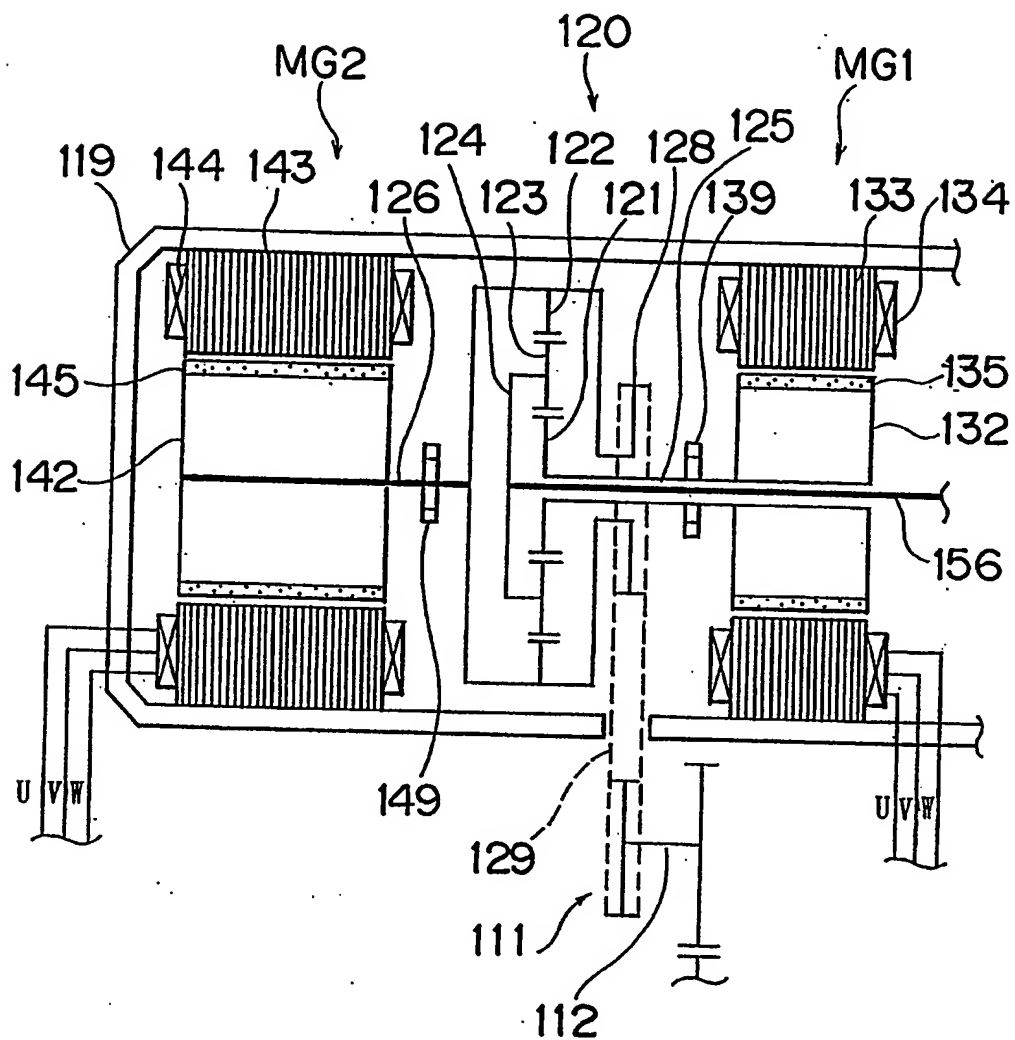


FIG. 3

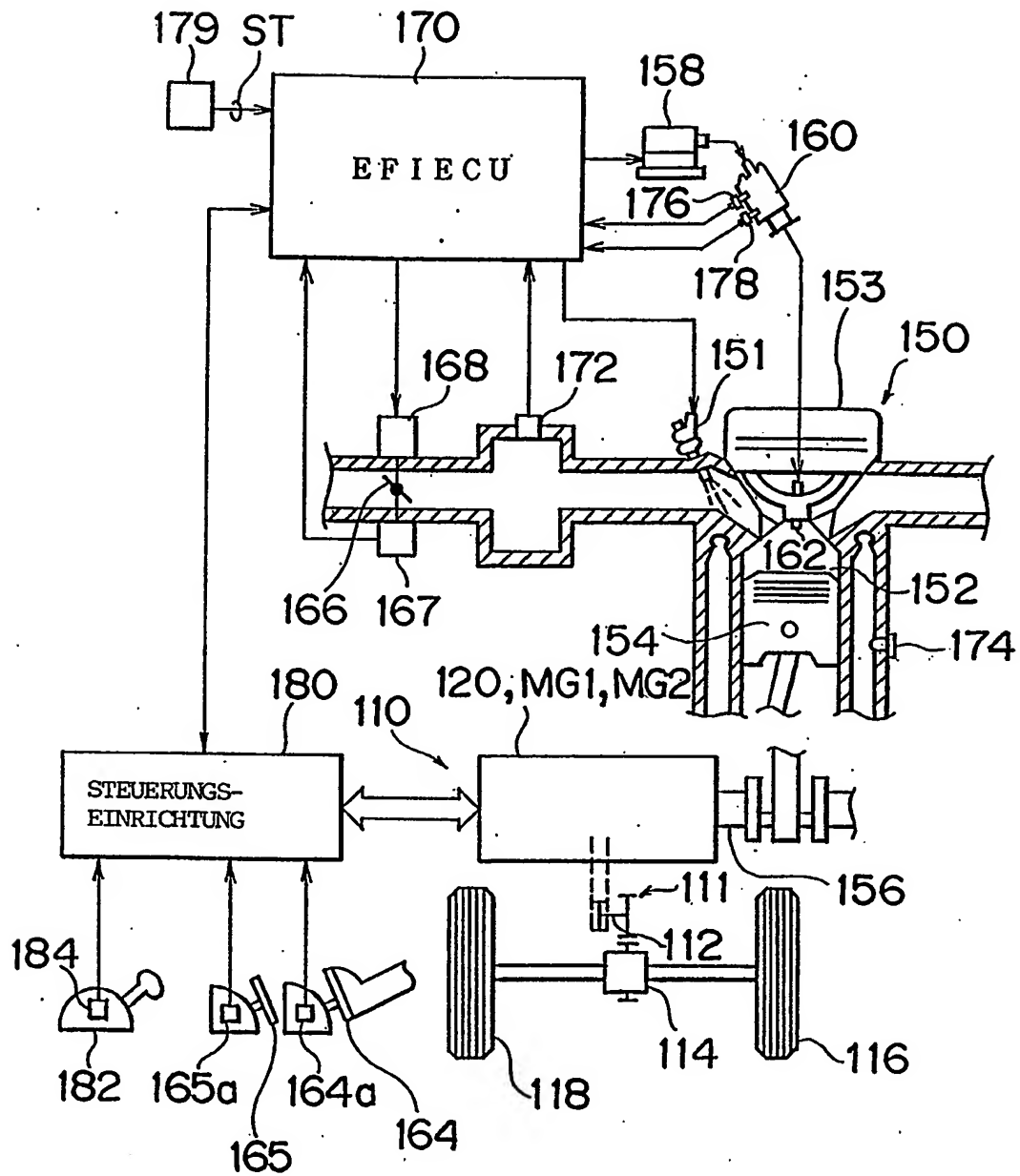


FIG. 4

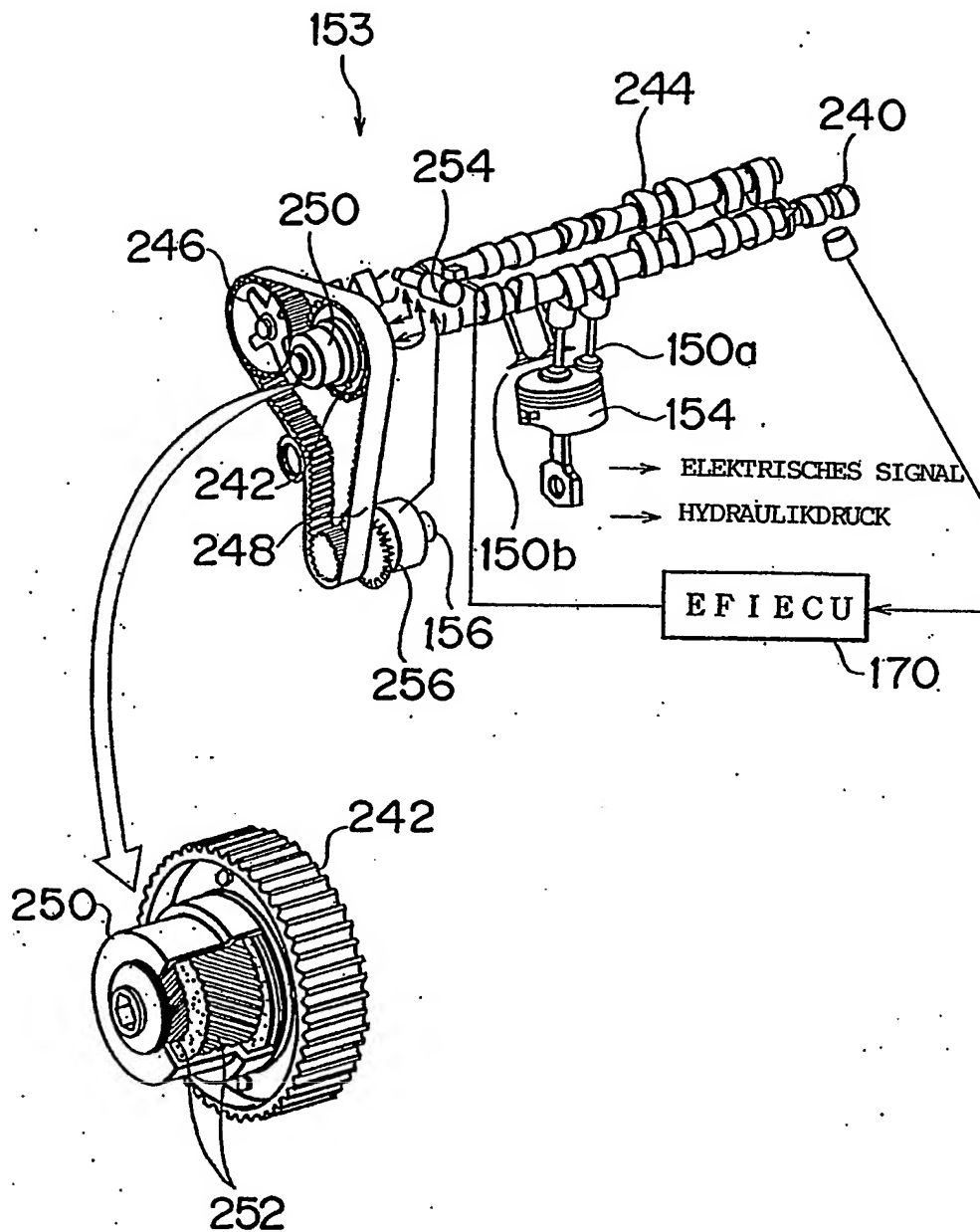


FIG. 5

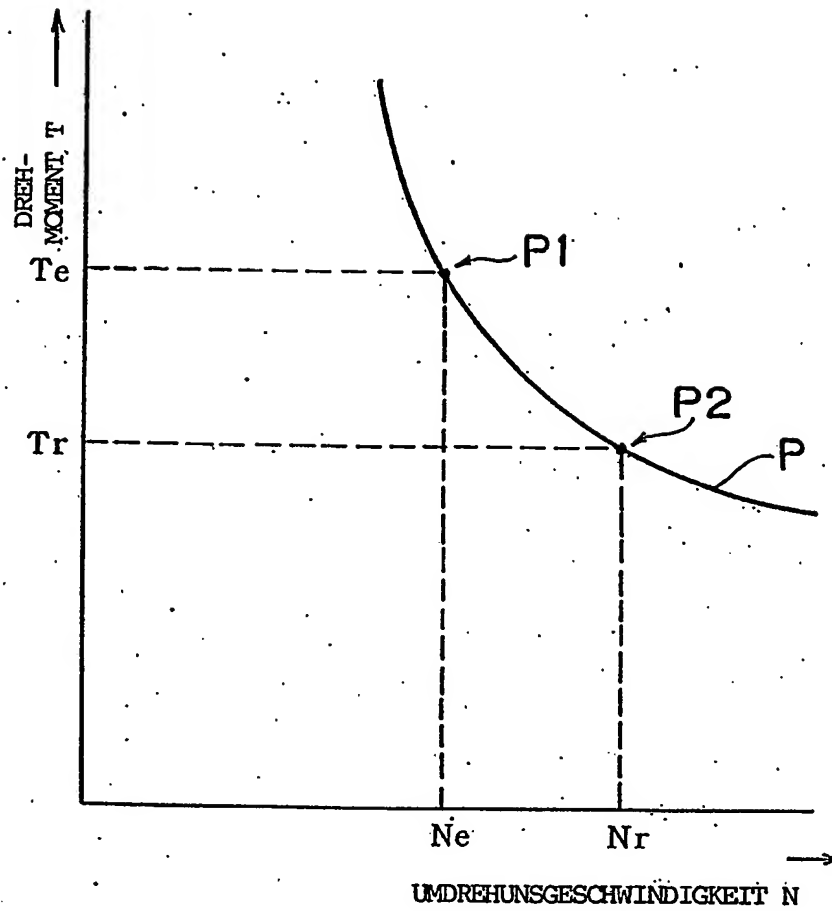


FIG. 6

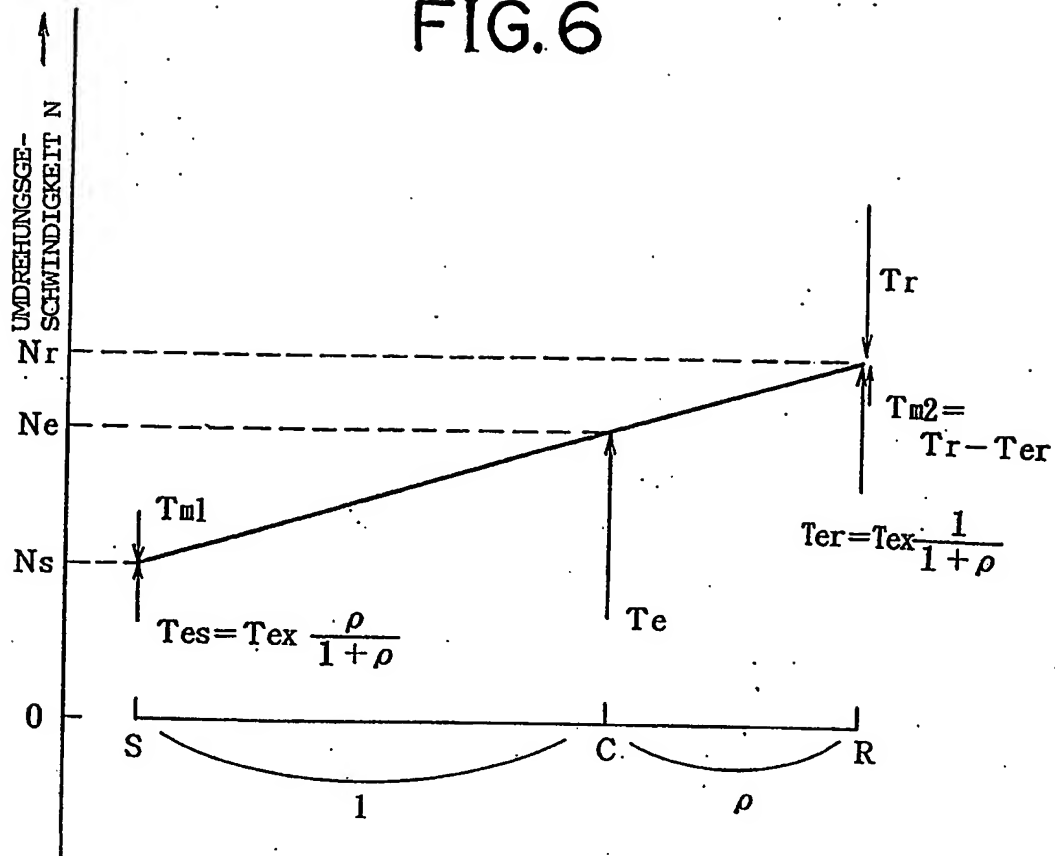


FIG. 7

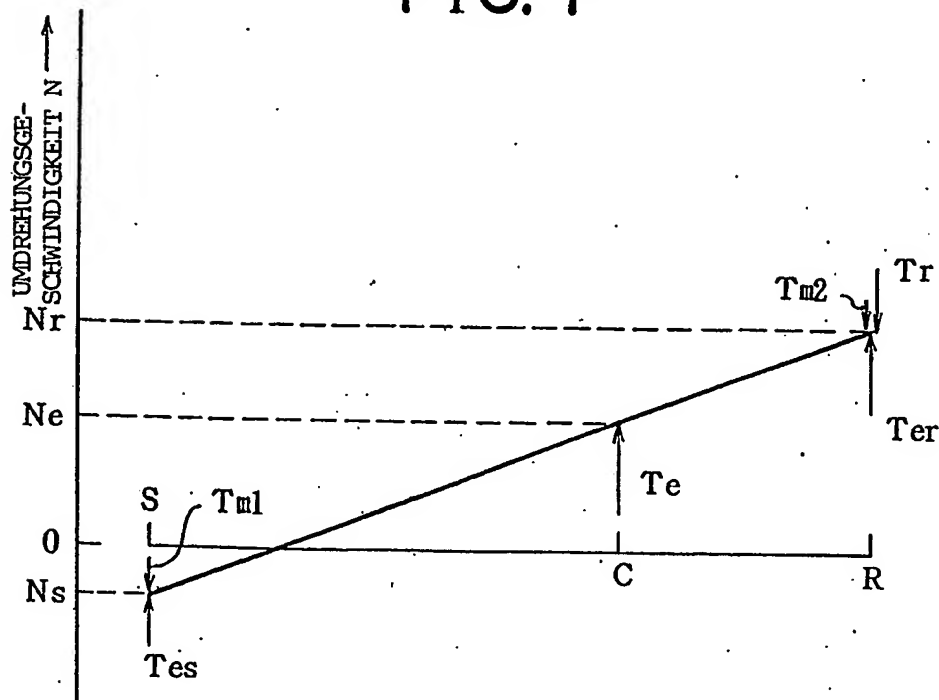


FIG. 8

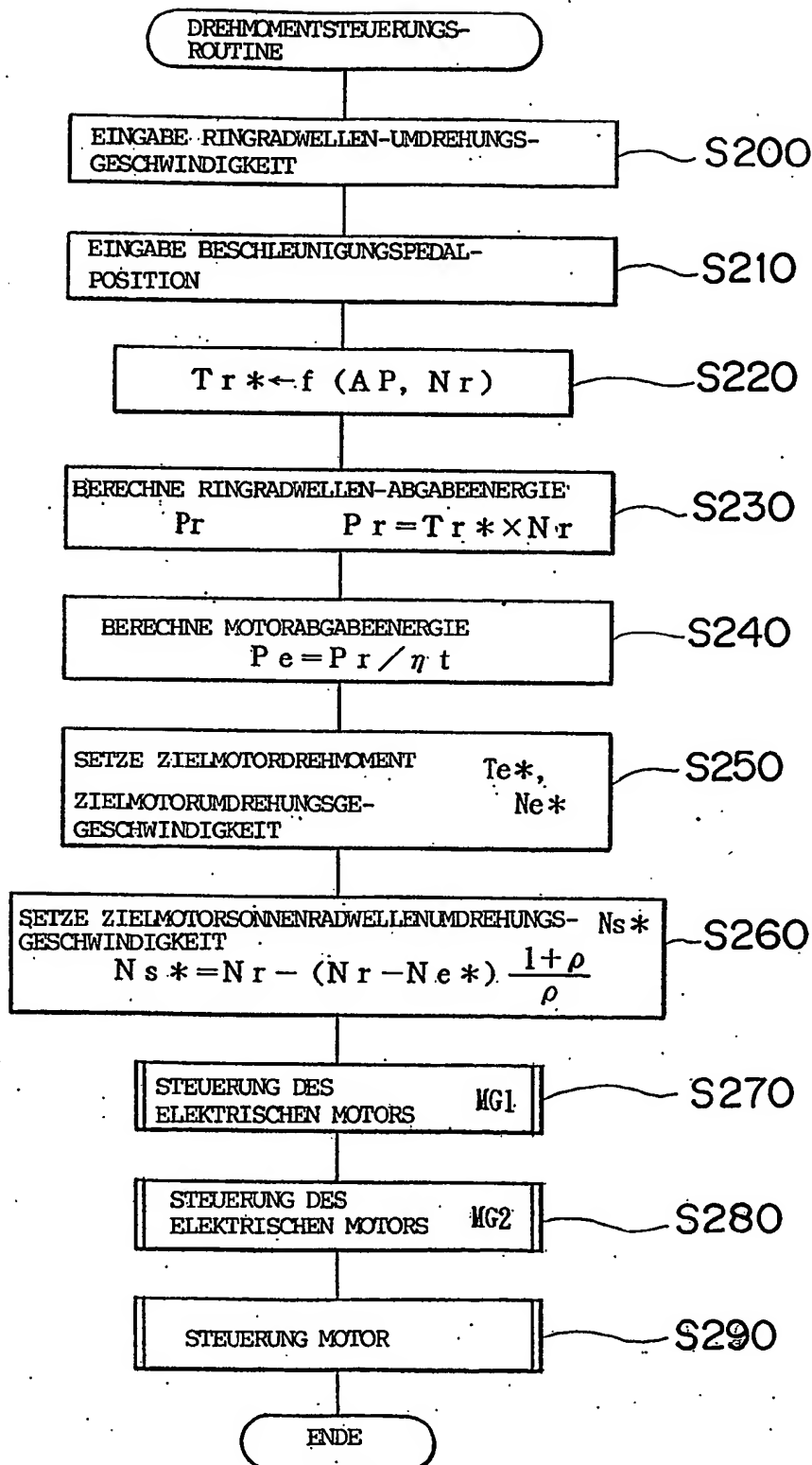


FIG. 9

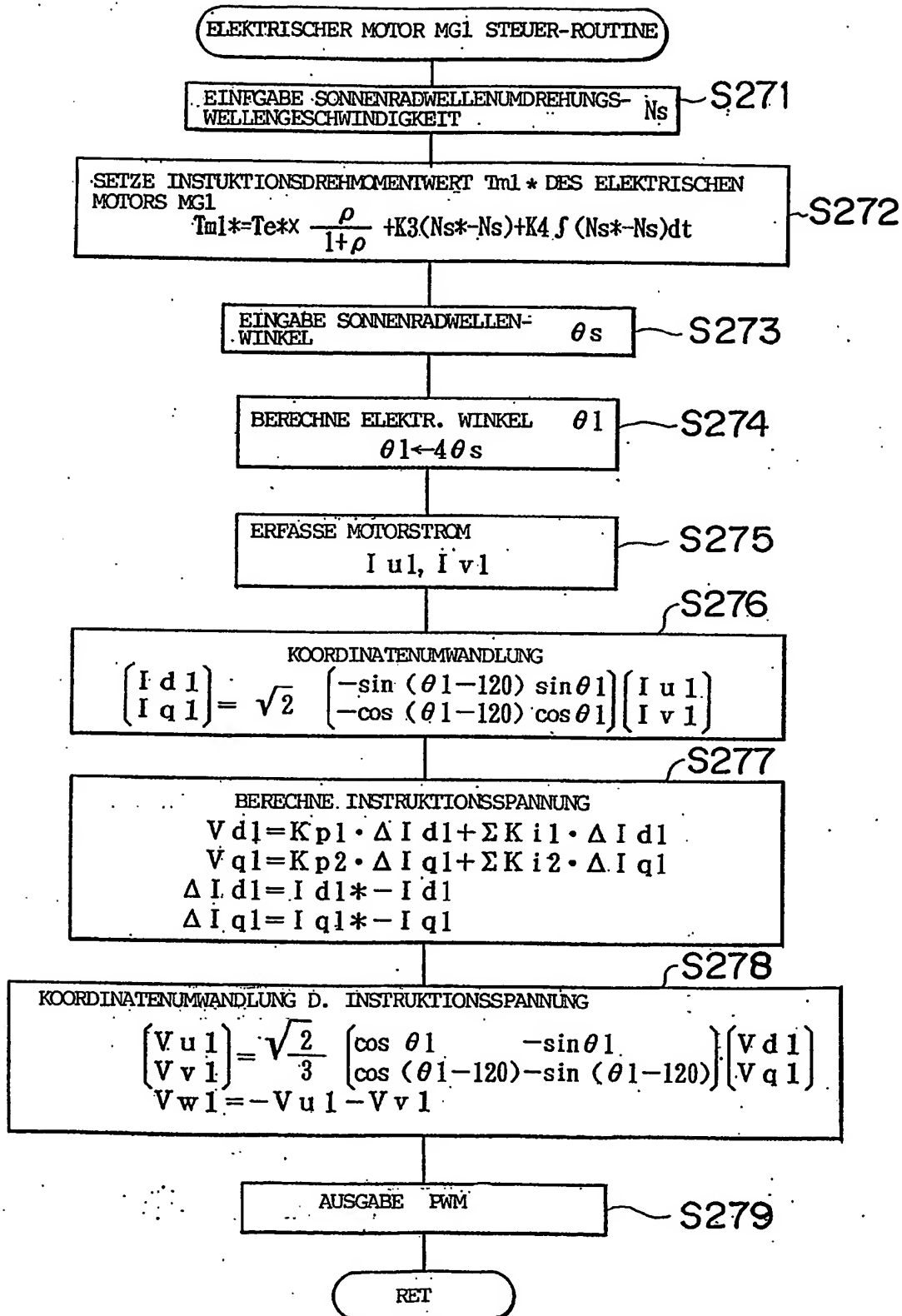


FIG. 10

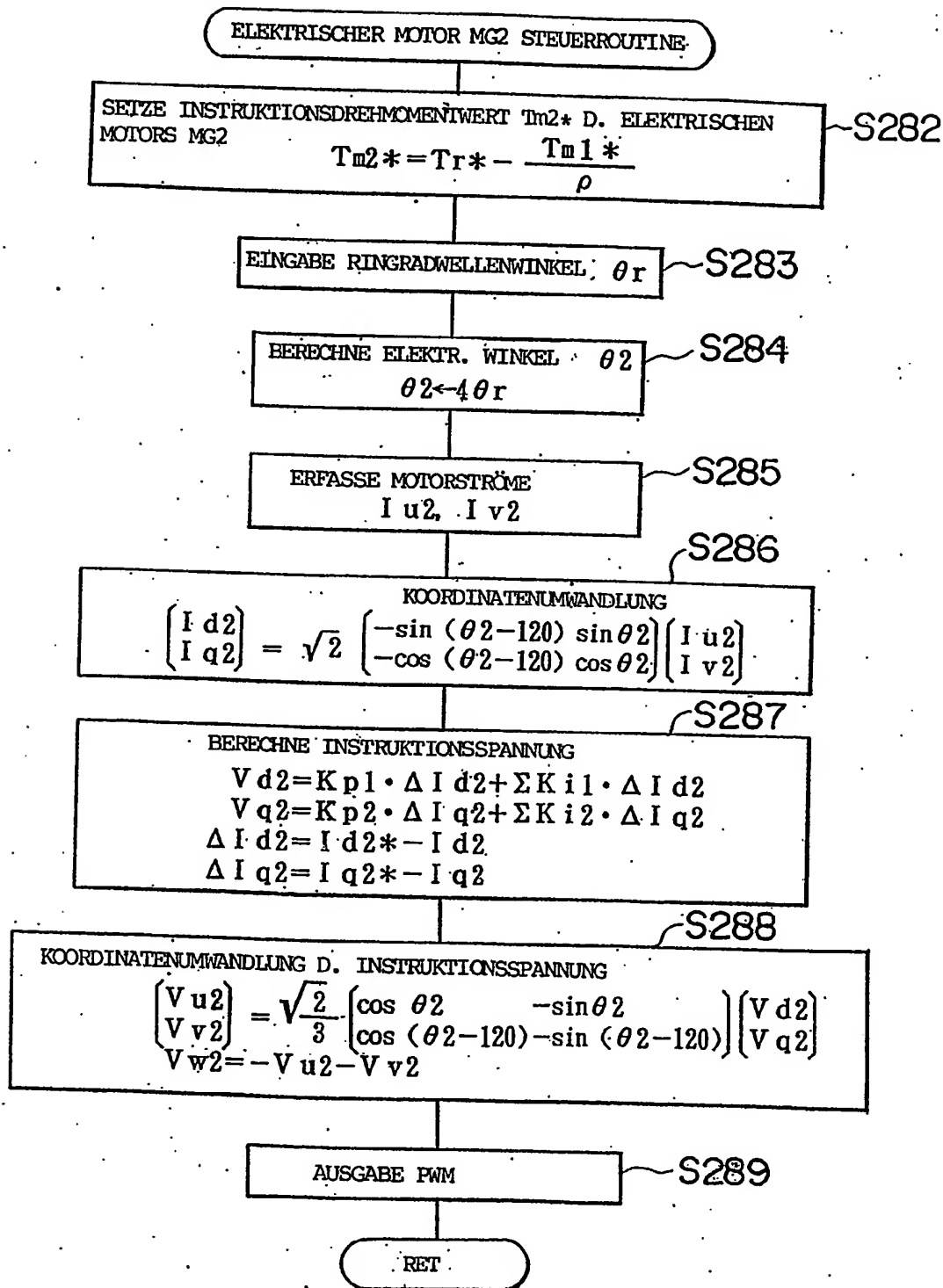


FIG. 11

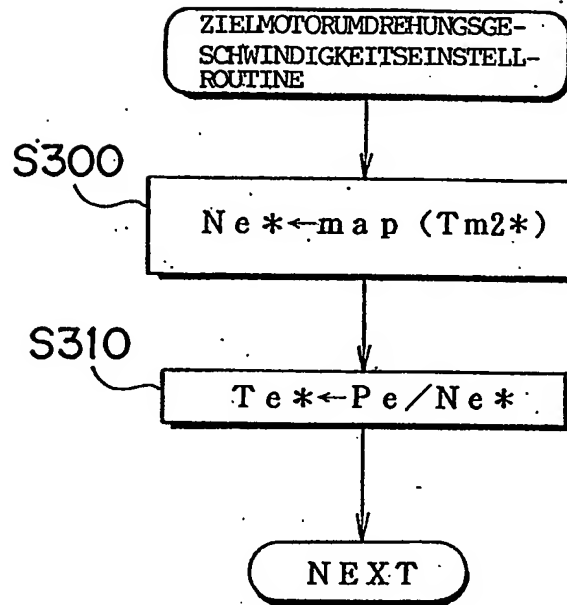


FIG.12

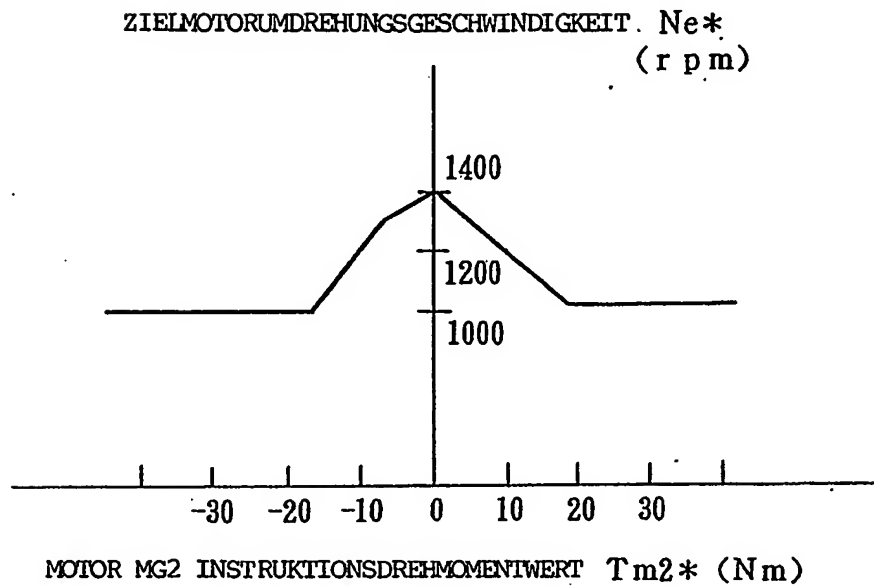


FIG.17

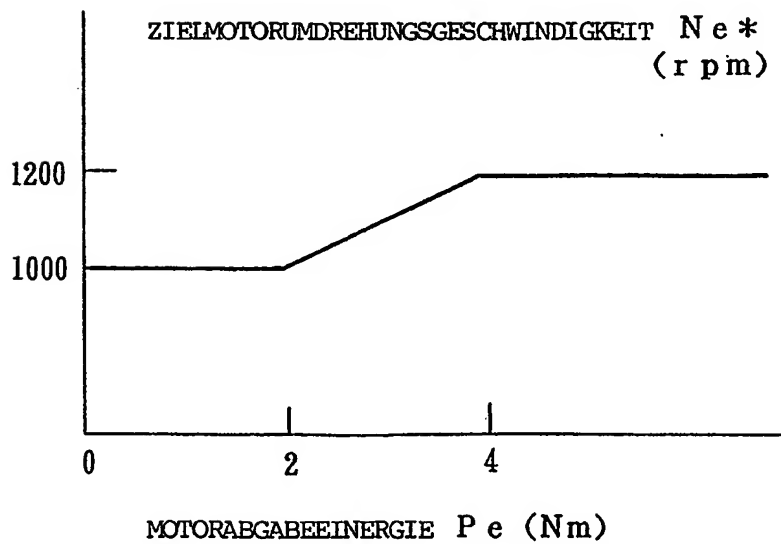


FIG.13

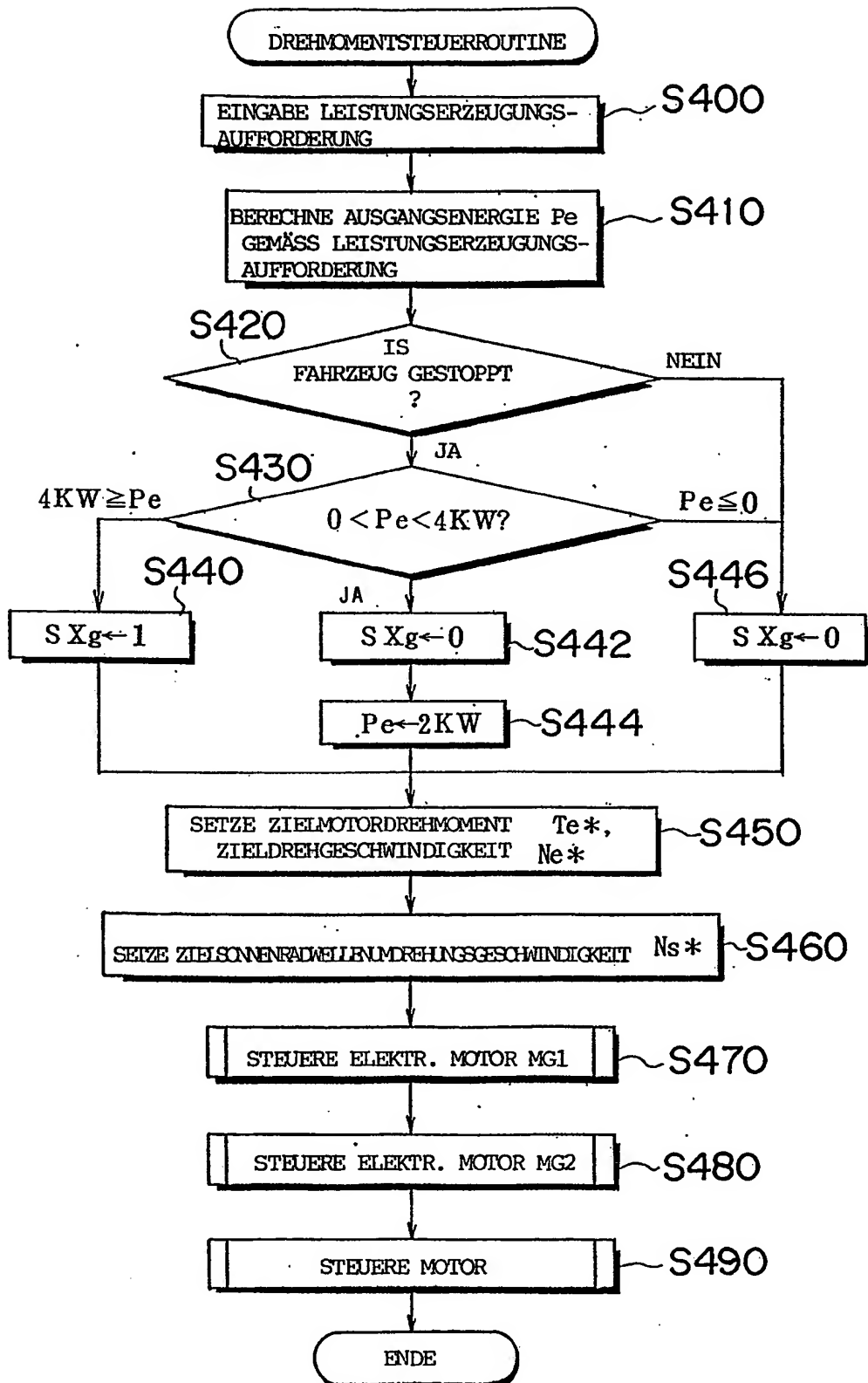


FIG. 14

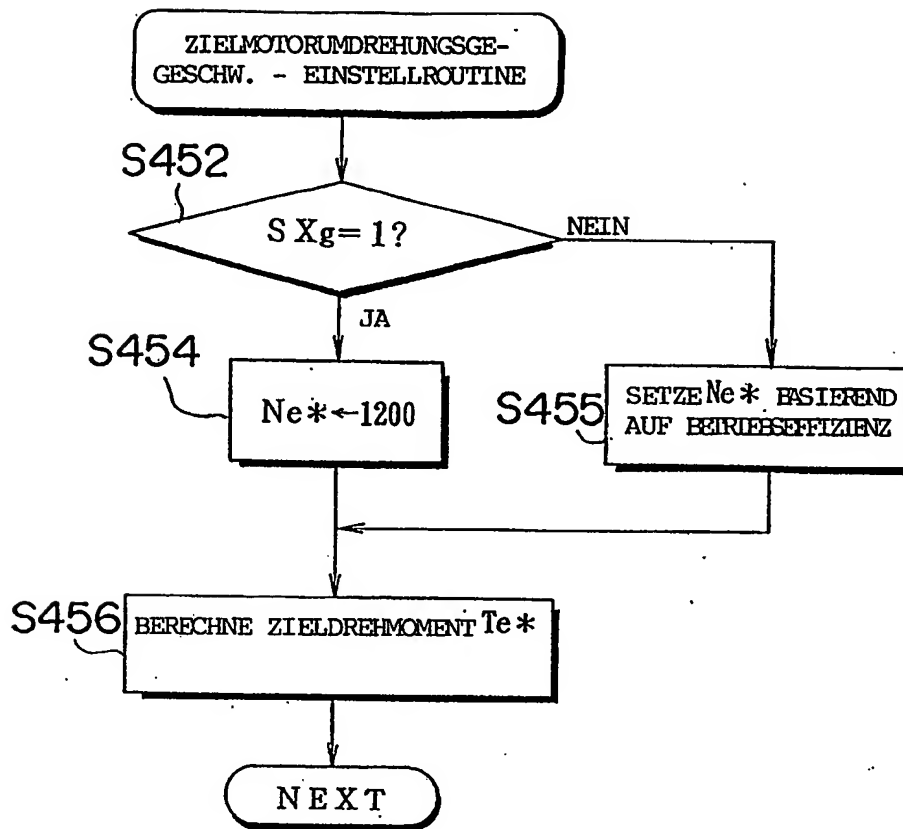


FIG. 15

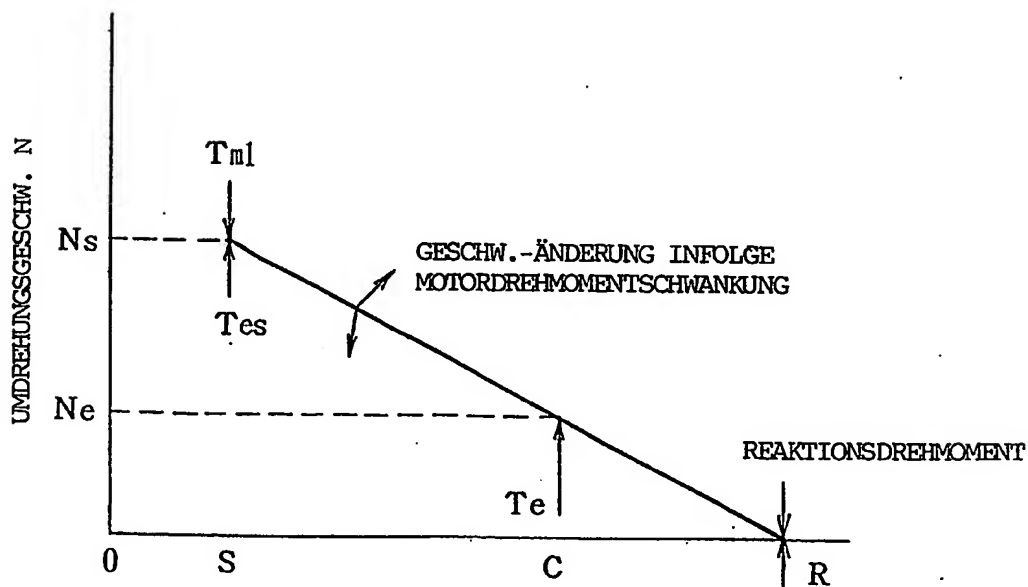


FIG. 16

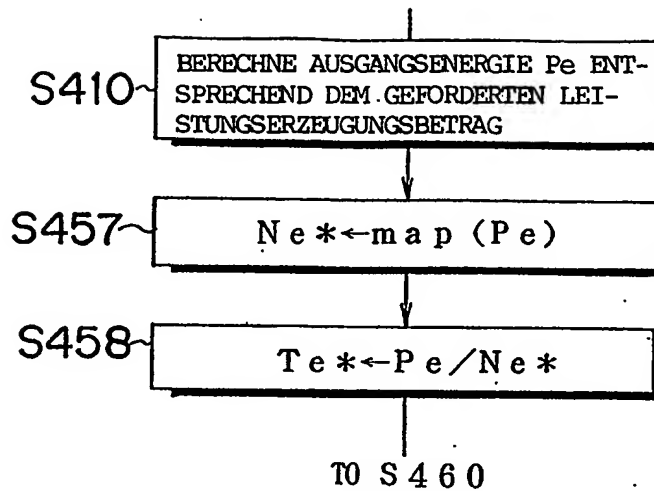


FIG. 18

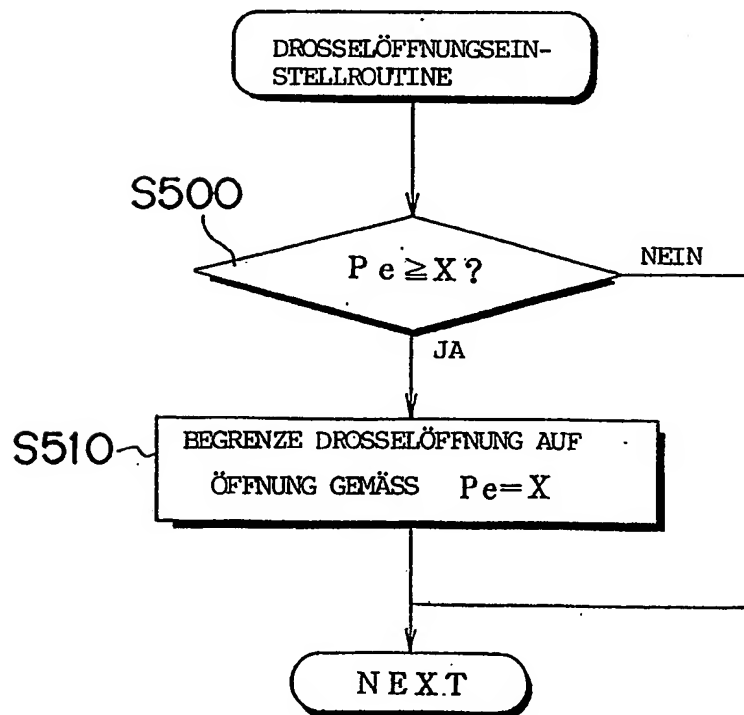


FIG. 19

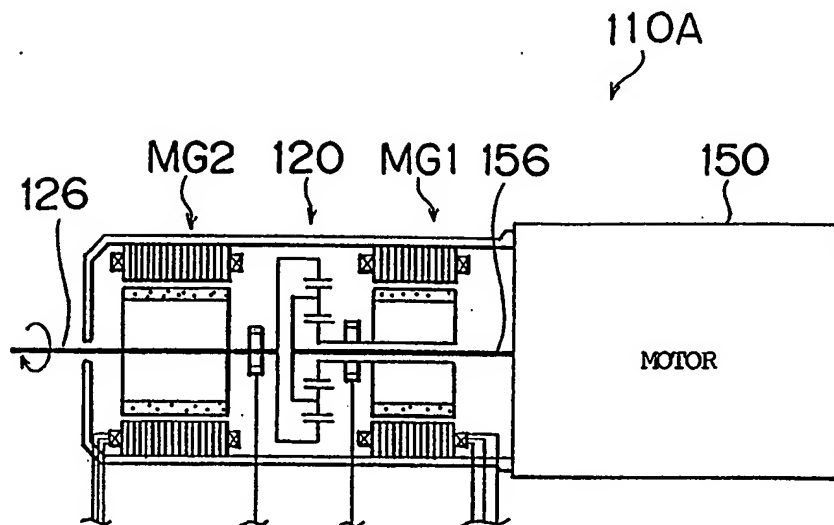


FIG. 20

